

Школа **Инженерная школа новых производственных технологий** Отделение
 школы (НОЦ) **Научно-образовательный центр Н.М.Кижнера** Направление
 подготовки **18.03.01 Химическая технология**
 Профиль **Машины и аппараты химических производств**

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА ЦЕХА СЖАТОГО ВОЗДУХА С ЦЕЛЬЮ ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЯ

УДК 66.045.1:621.51

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
З-4Г61	Фёдоров Евгений Андреевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Тихонов В.В.	к.т.н		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОСГН ШБИП	Трубченко Т.Г	Кандидат экономических наук, доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Скачкова Л.А.			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Беляев В.М.	к.т.н., доцент		

**Планируемые результаты обучения по ООП 18.03.01 «Химическая технология»
выпуска 2021 г.**

Код компетенции	Наименование компетенции
Универсальные компетенции	
УК(У)-1	Способность осуществлять поиск, критический анализ и синтез информации, применять системный подход для решения поставленных задач
УК(У)-2	Способность определять круг задач в рамках поставленной цели и выбирать оптимальные способы их решения, исходя из действующих правовых норм, имеющихся ресурсов и ограничений
УК(У)-3	Способность осуществлять социальное взаимодействие и реализовывать свою роль в команде
УК(У)-4	Способность осуществлять деловую коммуникацию в устной и письменной формах на государственном языке Российской Федерации и иностранном(-ых) языке(-ах)
УК(У)-5	Способность воспринимать межкультурное разнообразие общества в социально-историческом, этическом и философском контекстах
УК(У)-6	Способность управлять своим временем, выстраивать и реализовывать траекторию саморазвития на основе принципов образования в течение всей жизни
УК(У)-7	Способность поддерживать должный уровень физической подготовленности для обеспечения полноценной социальной и профессиональной деятельности
УК(У)-8	Способность создавать и поддерживать безопасные условия жизнедеятельности, в том числе при возникновении чрезвычайных ситуаций
Дополнительная универсальная компетенция университета	
УК(У)-9	Способность проявлять предприимчивость в профессиональной деятельности, в т.ч. в рамках разработки коммерчески перспективного продукта на основе научно-технической идеи
Общепрофессиональные компетенции	
ОПК(У)-1	Способность и готовность использовать основные законы естественнонаучных дисциплин в профессиональной деятельности
ОПК(У)-2	Готовность использовать знания о современной физической картине мира, пространственно-временных закономерностях, строении вещества для понимания окружающего мира и явлений природы
ОПК(У)-3	Готовность использовать знания о строении вещества, природе химической связи в различных классах химических соединений для понимания свойств материалов и механизма химических процессов, протекающих в окружающем мире
ОПК(У)-4	Владеет пониманием сущности и значения информации в развитии современного информационного общества, осознания опасности и угрозы, возникающих в этом процессе, способностью соблюдать основные требования информационной безопасности, в том числе защиты государственной тайны
ОПК(У)-5	Владеет основными методами, способами и средствами получения, хранения, переработки информации, навыками работы с компьютером как средством управления информацией
ОПК(У)-6	Владеет основными методами защиты производственного персонала и населения от возможных последствий аварий, катастроф, стихийных бедствий

Код компетенции	Наименование компетенции
Профессиональные компетенции	
ПК(У)-1	Способность и готовность осуществлять технологический процесс в соответствии с регламентом и использовать технические средства для измерения основных параметров технологического процесса, свойств сырья и продукции
ПК(У)-2	Готовность применять аналитические и численные методы решения поставленных задач, использовать современные информационные технологии, проводить обработку информации с использованием прикладных программных средств сферы профессиональной деятельности, использовать сетевые компьютерные технологии и базы данных в своей профессиональной области, пакеты прикладных программ для расчета технологических параметров оборудования
ПК(У)-3	Готовность использовать нормативные документы по качеству, стандартизации и сертификации продуктов и изделий, элементы экономического анализа в практической деятельности
ПК(У)-4	Способность принимать конкретные технические решения при разработке технологических процессов, выбирать технические средства и технологии с учетом экологических последствий их применения
ПК(У)-5	Способность использовать правила техники безопасности, производственной санитарии, пожарной безопасности и нормы охраны труда, измерять и оценивать параметры производственного микроклимата, уровня запыленности и загазованности, шума, и вибрации, освещенности рабочих мест
ПК(У)-6	Способность настраивать, настраивать и осуществлять проверку оборудования и программных средств
ПК(У)-7	Способность проверять техническое состояние, организовывать профилактические осмотры и текущий ремонт оборудования, готовить оборудование к ремонту и принимать оборудование из ремонта
ПК(У)-8	Готовность к освоению и эксплуатации вновь вводимого оборудования
ПК(У)-9	Способность анализировать техническую документацию, подбирать оборудование, готовить заявки на приобретение и ремонт оборудования
ПК(У)-10	Способность проводить анализ сырья, материалов и готовой продукции, осуществлять оценку результатов анализа
ПК(У)-11	Способность выявлять и устранять отклонения от режимов работы технологического оборудования и параметров технологического процесса
ПК(У)-21	Готовность разрабатывать проекты в составе авторского коллектива
ПК(У)-22	Готовность использовать информационные технологии при разработке проектов
ПК(У)-23	Способность проектировать технологические процессы с использованием автоматизированных систем технологической подготовки производства в составе авторского коллектива
Дополнительная компетенция университета	
ДПК(У)-1	Способность проводить стандартные испытания материалов и изделий, проводить физические и химические эксперименты, проводить обработку и анализ результатов

Школа **Инженерная школа новых производственных технологий** Отделение
школы (НОЦ) **Научно-образовательный центр Н.М.Кижнера** Направление

подготовки **18.03.01 Химическая технология**

Профиль **Машины и аппараты химических производств**

УТВЕРЖДАЮ:

Руководитель ООП

_____ **Беляев В.М.**
 (Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
3-4Г61	Федоров Евгений Андреевич

Тема работы:

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА ЦЕХА СЖАТОГО ВОЗДУХА С ЦЕЛЬЮ ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЯ

Утверждена приказом директора (дата, номер)	29.01.2021 №29-63/с
Срок сдачи студентом выполненной работы:	07.06.2021

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i>	Проект теплообменного аппарата охлаждения воздуха Расход воздуха - 2000 м ³ /час; Начальная температура воздуха - 170 °С; Конечная температура воздуха - 40°С; Начальная температура воды - 28°С; Конечная температура воды -52°С;
Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в</i>	Введение Обзор литературы Технологический расчет

рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).	Гидравлический расчет Выбор конструкционных материалов Механический расчет Финансовый менеджмент; ресурсоэффективность и ресурсосбережение Социальная ответственность Заключение Список использованных источников
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)	1. Технологическая схема 2. Теплообменник. Вид общий 3. Выводные элементы теплообменника
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Доцент ОСТН ШБ ИП Трубченко Т.Г
Социальная ответственность	Старший преподаватель Скачкова Лариса Александровна

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	24.04.2021
---	------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Тихонов Виктор Владимирович	к.т.н.		24.04.2021

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-4Г61	Фёдоров Евгений Андреевич		24.04.2021

Реферат

Дипломный проект состоит из пояснительной записки, содержащей 104 страниц машинописного текста, 15 рисунков, 26 таблиц, 28 источников литературы, 3 листа графического материала формата А1.

Выпускная квалификационная работа «Проектирование теплообменного аппарата цеха сжатого воздуха с целью импортазамещения».

Ключевые слова: кожухотрубный теплообменник, трубная решетка, фланец, развальцовка, обечайка.

Объектом исследования является кожухотрубный теплообменник для охлаждения сжатого воздуха.

Цель работы – рассчитать теплообменник для заданных технологических условий с целью импортазамещения.

В процессе выполнения работы были произведены все необходимые расчёты для подбора соответствующего аппарата, его типа и размеров.

Результатом работы является полный расчёт теплообменного аппарата, были подобраны соответствующие материалы для изготовления аппарата, рассчитаны опоры, фланцевые соединения.

Основные конструктивные, технологические и технико – эксплуатационные характеристики теплообменника диаметром кожуха 600 мм, длинна и диаметром труб 4м и 25х2 мм, четырёхходовой, горизонтальный.

Область применения химическая промышленность.

В ходе работы было подтверждено, что данный выбранный теплообменник соответствует всем предъявленным требованиям технологического процесса

Abstract

The diploma project consists of an explanatory note containing 104 typewritten pages, 15 figures, 26 tables, 28 literature sources, 3 sheets of A1 format graphic material.

Final qualification work "Designing a heat exchanger for a compressed air shop for the purpose of import substitution."

Key words: shell-and-tube heat exchanger, tube sheet, flange, expansion, shell.

The object of research is a shell-and-tube heat exchanger for cooling compressed air.

The purpose of the work is to calculate a heat exchanger for given technological conditions with the aim of import substitution.

In the process of performing the work, all the necessary calculations were made to select the appropriate apparatus, its type and dimensions.

The result of the work is a complete calculation of the heat exchanger, appropriate materials for the manufacture of the device were selected, supports, flange connections were calculated.

The main design, technological and technical - operational characteristics of a heat exchanger with a casing diameter of 600 mm, a length and a pipe diameter of 4m and 25x2 mm, four-way, horizontal.

The field of application is the chemical industry.

During the work, it was confirmed that this selected heat exchanger meets all the requirements of the technological process

Определения

В данной работе применены следующие термины с соответствующими определениями:

теплообменник: Техническое устройство, в котором осуществляется теплообмен между двумя и более средами, имеющими различные температуры.

кожухотрубный теплообменник: Устройство, в котором поверхность теплообмена между двумя потоками сформирована из труб, заключённых в кожух, а теплообмен осуществляется через поверхность этих труб.

расчетное давление: Давление, на которое проводят расчет на прочность.

пробное давление: Давление, при котором проводят испытание сосуда или аппарата.

расчетная температура: Наибольшая температура стенки элемента с учетом температурных условий, ожидаемых в процессе эксплуатации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

A	коэффициент для определения максимального изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки;
A_B	суммарная площадь сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра, мм ² ;
A_y	коэффициент для определения максимального прогиба трубы, мм;
a	внутренний радиус кожуха, мм;
a_1	расстояние от оси кожуха до оси наиболее удаленной трубы, мм;
$B_{пер}$	ширина перегородки в трубном пространстве, мм;
b_n	ширина плоской прокладки, мм;
b_0	эффективная ширина прокладки, мм;
b_1	ширина тарелки фланца кожуха, мм;
b_2	ширина тарелки фланца камеры, мм;
c	сумма прибавок к расчетным толщинам стенок, мм;
c_k	расчетная прибавка к толщине стенки кожуха, мм;
D	внутренний диаметр кожуха, днища, крышки, мм;
D_{cp}	средний диаметр прокладки, мм;
D_p	расчетный внутренний диаметр укрепляемого элемента, мм
d	наружный диаметр трубы, мм;
$d_{вн}$	внутренний диаметр трубы, мм;
d_0	диаметр отверстия в решетке, мм;
E_K	модуль продольной упругости материала кожуха, МПа;
E_1	модуль продольной упругости материала фланца кожуха, МПа;
E_2	модуль продольной упругости материала фланца камеры, МПа;
F	суммарная осевая сила, действующая на кожух, Н;
f_6	площадь поперечного сечения шпильки, мм ² ;
H	высота днища, крышки, мм;
h_n	толщина прокладки, мм;
h_1	толщина тарелки фланца кожуха, мм;
h_2	толщина тарелки фланца камеры, мм;
K_p	коэффициент изменения жесткости системы трубы — кожух при действии давления;
K_Φ	коэффициент жесткости фланцевого соединения при изгибе, Н*мм;
$K_{\Phi 1}$	коэффициент жесткости фланца кожуха при изгибе, Н*мм;
$K_{\Phi 2}$	коэффициент жесткости фланца камеры при изгибе, Н*мм;
K_T	коэффициент условий работы при расчете труб на устойчивость;
K_1	коэффициент жесткости втулки фланца кожуха при изгибе, Н * мм;

K_2	коэффициент жесткости втулки фланца камеры при изгибе, $H^* \text{ мм}$;
L_0	длина перегородки в трубном пространстве, мм;
L_K	ширина зоны укрепления, мм;
l	длина развальцовки, мм;
l_{1R}	максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой, мм;
l_{2R}	максимальный пролет трубы между перегородками, мм;
l_R	расчетная длина труб при продольном изгибе, мм;
M_{max}	максимальный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки, $H^* \text{ мм/мм}$;
M	расчетный изгибающий момент, $H^* \text{ мм}$;
M_a	изгибающий момент, распределенный по периметру перфорированной части трубной решетки, $H^* \text{ мм/мм}$;
M_n	изгибающий момент, распределенный по периметру трубной решетки, $H^* \text{ мм/мм}$;
M_T	изгибающий момент, действующий на трубу, $H^* \text{ мм}$;
m	прокладочный коэффициент;
m_n	относительная характеристика беструбного края трубной решетки;
N_T	осевая сила, действующая на трубу, H ;
n	число труб, шт;
$P_{пр}$	пробное давление при испытании в камере аппарата воздушного охлаждения, МПа;
$P_{б1}$	расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения, H ;
$P_{б2}$	расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения шпилек, H ;
p	расчетное давление в камере аппарата воздушного охлаждения, МПа;
Q_1, Q_2	количество теплоты, Дж/с;
Q_a	перерезывающая сила, распределенная по периметру перфорированной зоны решетки, $H/\text{мм}$;
s	толщина стенки кожуха, днища, крышки, мм;
s_p	толщина трубной решетки, мм;
s_{p1}	расчетная толщина стенки кожуха, мм
s_{pp}	расчетная толщина трубной решетки, мм;
s_T	толщина стенки трубы, мм;
s_1	толщина стенки кожуха в месте соединения с трубной решеткой или с фланцем, мм;
s_2	толщина стенки камеры в месте соединения с трубной решеткой или с фланцем, мм;
T_{11}, T_{21}	температура теплоносителей на входе в аппарат, °C
T_{12}, T_{22}	температура теплоносителей на выходе из аппарата, °C

T_1, T_2, T_3	коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб;
t	расстояние между осями труб трубного пучка, мм;
t_k	расчетная температура стенки кожуха, °C;
t_T	расчетная температура стенки труб, °C;
W_1, W_2	расход холодного и горячего теплоносителя, м ³ /ч
y_6	линейная податливость шпилек (болтов), мм/Н;
y_n	линейная податливость прокладки, мм/Н;
$y_{фн}$	угловая податливость фланца, 1/Н * мм;
z	число рядов труб в поперечном направлении;
α_k	коэффициент линейного расширения материала кожуха при температуре t_k , 1/°C;
α_T	коэффициент линейного расширения материала труб при температуре t_m , 1/°C;
β	коэффициент системы решетка — трубы, 1/мм;
β_1	коэффициент системы кожух — решетка, 1/мм;
β_Y	расчетный коэффициент, зависящий от соотношения размеров фланца;
γ	коэффициент жесткости фланцевого соединения;
η_T, η_M	коэффициенты влияния давления на трубную решетку со стороны межтрубного и трубного пространства;
λ	параметр, используемый при расчете на продольный изгиб;
λ_r	относительная ширина беструбного края решетки аппарата;
ρ	приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха;
ρ_1	приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения;
$\sigma_{доп}$	допустимое напряжение материала при расчетной температуре, МПа;
σ_m	допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений
σ_{mR}	радиальное напряжение, МПа;
σ_{mT}	окружное напряжение, МПа;
σ_p	расчетное напряжение, МПа;
σ_a	амплитуда приведенных условных упругих напряжений при затяжке, МПа;

Список использованных сокращений

АРМ – автоматизированное рабочее место;

НА –насосный агрегат;

ЗТО – здание технологического оборудования;

ФЗ – федеральный закон;

ТК РФ – Трудовой Кодекс Российской Федерации;

ФНП – федеральные нормы правила;

ОПО – опасный производственный объект;

СИЗ – средства индивидуальной защиты.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	15
1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ ПО ТЕМЕ	16
2 ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ	20
2.1 Технологическая схема	20
3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	22
3.1 Определение поверхности теплообмена	22
3.1.1 Исходные данные:	22
3.1.2 Расчет расходов теплоносителей	23
3.1.3 Коэффициент теплоотдачи охлаждающей воды	26
3.1.4 Коэффициент теплоотдачи для сжатого воздуха	27
3.2 Расчет гидравлического сопротивления	28
4 КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЁТ АППАРАТА	31
4.1 Расчет штуцеров и подбор фланцев	31
5 МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	33
5.1 Выбор конструкционных материалов и расчетные параметры	33
5.2 Расчет толщины цилиндрической обечайки	35
5.3 Расчет толщины стенки эллиптического днища	38
5.4 Расчет температурных деформаций	40
5.5 Расчет толщины трубных решеток	41
5.6 Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений	42
5.7 Расчет необходимости укрепления отверстий	52
5.8 Поверочный расчет	54
5.9 Подбор и расчет стандартной опоры аппарата	62
6 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ	73
6.1 SWOT анализ	73
6.2 Анализ конкурентных технических решений	75
6.3 Планирование научно-исследовательских работ	77
6.4 Бюджет научно-технического исследования	79
6.4.1 Расчет материальных затрат научно-технического исследования	79
6.4.2 Амортизация основных средств	79
6.4.3 Расчет основной заработной платы исполнителей темы	80
6.4.4 Страховые отчисления	81

6.4.5 Накладные расходы.....	81
7 Социальная ответственность.....	87
7.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.....	87
7.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	88
7.3 Производственная безопасность.....	89
7.3.1 Описание рабочего места на предмет возникновения опасных и вредных факторов.....	89
7.4 Анализ вредных производственных факторов	89
7.5 Экологическая безопасность.....	93
7.6 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	95
ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ.....	98
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	99

ВВЕДЕНИЕ

Для создания и поддержания температурного режима на технологических объектах в энергетике, в химической, металлургической, нефтегазовой, пищевой и других отраслях промышленности, необходимо осуществлять подвод или отвод тепловой энергии от рабочей среды. Эту функцию выполняет теплообменное оборудование. Теплообменник – это устройство для передачи тепла от более нагретого теплоносителя (жидкого или газообразного) к более холодному. Теплообменники должны отвечать таким требованиям, как высокая тепловая производительность и экономичность в работе при обеспечении заданных технологических условий процесса, простота конструкции, компактность, удобство монтажа и ремонта, надежность в работе, техническое и эстетическое соответствие времени, соответствие требованиям охраны труда и техники безопасности, правилам Госгортехнадзора [1].

Теплообменная аппаратура составляет весьма значительную часть технологического оборудования в химической и смежных отраслях промышленности. Значительный объем теплообменного оборудования на химических предприятиях объясняется тем, что почти все основные процессы химической технологии связаны с необходимостью подвода или отвода теплоты.

Инженеру-технологу химического направления необходимо уметь выполнять расчеты теплообменной аппаратуры, т.е. подбирать теплообменный аппарат для данного процесса.

Цель данной работы – проектирование теплообменного аппарата цеха сжатого воздуха с целью импортозамещения на предприятии ФКП «Анозит», расположенный в г. Куйбышев Новосибирской области. Для достижения поставленной в работе цели, необходимо решить следующие основные задачи:

- провести литературный обзор по теме работы;
- охарактеризовать объект исследования;
- провести технологические и конструктивные расчеты проектируемого теплообменника;
- рассмотреть вопросы социальной ответственности, финансового менеджмента, ресурсоэффективности и ресурсосбережения.

Объектом исследования в данной работе является теплообменник для охлаждения воздуха после компримирования.

Предмет исследования – технологические и конструктивные характеристики аппарата.

					ФЮРА.065112.001.ПЗ		
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.		Федоров Е.А			ВВЕДЕНИЕ	Лит	Лист
Пров.		Тихонов В.В					Листов
Консульт.							15
Н. контр.						НОЦ им Н.А Кижнера	
Рук ООП						Гр 3-4Г61	
							104

1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ ПО ТЕМЕ

Предприятия использующие компрессорную технику довольно часто встречаются с ситуацией, когда вместе с сжатым воздухом на оборудование попадает вода. Данное явление связано с образованием конденсата в процессе сжатия. Опыт показывает, что эффективность систем производства и распределения сжатого воздуха на большинстве предприятий весьма низкая. Это связано с изношенностью пневмомагистралей распределения воздуха, несоответствием возлагаемым на них задачам, эксплуатацией компрессоров в неоптимальных режимах. На рисунке 1.1 представлены возможные схемы сжатого воздуха.

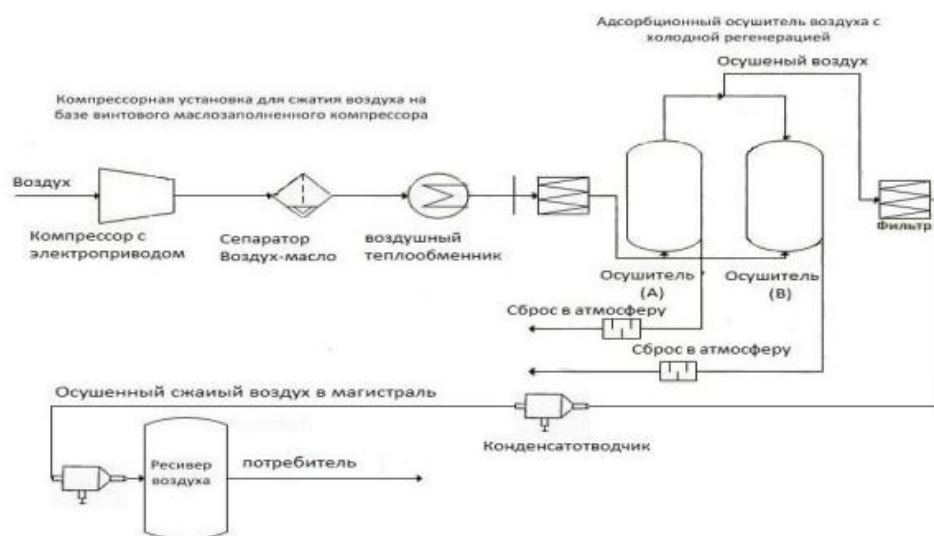


Рисунок 1.1– Возможные схемы сжатого воздуха

Значение правильного выбора оборудования системы воздухообеспечения зависит от класса качества требуемое потребителем, что часто недооценивается, и совершенно напрасно, поскольку именно здесь кроется причина повышенных затрат электроэнергии и частых отказов компрессорного оборудования и потребителей. Ошибки здесь могут вылиться в необходимость дополнительных капитальных вложений в будущем. Важным параметром при компоновке компрессорной станции (подборе оборудования) является требуемые потребителем параметры. В зависимости от технологического процесса, производители оборудования указывают в паспортных данных требования к максимальному содержанию влаги. Так как большое количество содержания водяных частиц может повлиять на процесс производства продукции, изделий, привести к коррозии элементов и выходу из строя оборудования. Наиболее широко распространены два способа осушки:

					ФЮРА.065112.001.ПЗ		
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.	Федоров Е.А				Обзор литературы по теме		
Пров.	Тихонов В.В						
Консульт.							
Н. контр.							
Рук ООП							
					Лит	Лист	Листов
						16	104
					НОЦ им Н.А Кижнера Гр 3-4Г61		

1. Охлаждение с последующим нагреванием, данный способ реализован в рефрижераторных осушителях (холодильных). Данный способ позволяет получить точку росы +3 °С.

2. Адсорбция, основанная на способности осушающего агента поглощать влагу, применяется в адсорбционных типах осушителей. Позволяет осушить сжатый газ до точки росы до -70 °С.

Излишняя влага в сжатом воздухе приводит к быстрой поломке механической части оборудования, что связано с образованием коррозии как самих механизмов, так и трубопроводов. Продукты коррозии могут привести к разрушению пневмоцилиндров, электронных приборов, реле и самой магистрали. Конденсат, образовавшийся в сжатом воздухе, служит причиной ряда серьезных сбоев:

- В воздухопроводах образуется ржавчина, появляется коррозия;
- Конденсат также вызывает коррозию продуктов, прошедших через пескоструйную обработку с использованием влажного воздуха;
- Нарушается работа КИПиА и увеличивается стоимость технического обслуживания;
- Образуется дополнительное намерзание льда, когда влажный воздух внезапно расширяется на выходе;
- На механизмах и пневмоинструментах смывается защитная масляная пленка;
- При пневматической покраске ухудшается качество работы (плохое сцепление с поверхностью, искажение цветовой гаммы и пр.);
- Понижается износостойкость пневмоприемников и увеличивается стоимость их обслуживания;
- Нарушается работа клапанов и цилиндров пневмоустройств (заедают, прилипают и пр.);
- В холодную погоду происходит обмерзание и забивание приборов, арматуры и трубопроводов.
- Происходит отрицательное воздействие на качество напитков и пищевых продуктов за счет искажения в составе исходных пропорций;
- При полиграфическом производстве ухудшается качество бумаги при попадании влаги;
- Нарушается работа электронных приборов (датчиков, реле, и пр.); – В ряде промышленных отраслей (химической, фармацевтической и т.д.) понижается качество продукции;
- При испытаниях в аэродинамической трубе выходит из строя оборудование, поскольку при огромной скорости удары капель влаги все равно что автоматный обстрел;

– Высокоагрессивные кислоты образуются при пневматической разгрузке цистерн с жидким хлором и подобными ему веществами, если при разгрузке воздух влажный;

Поэтому, в большинстве случаев после компрессора ставиться ресивер, во избежание быстрого износа оборудования.

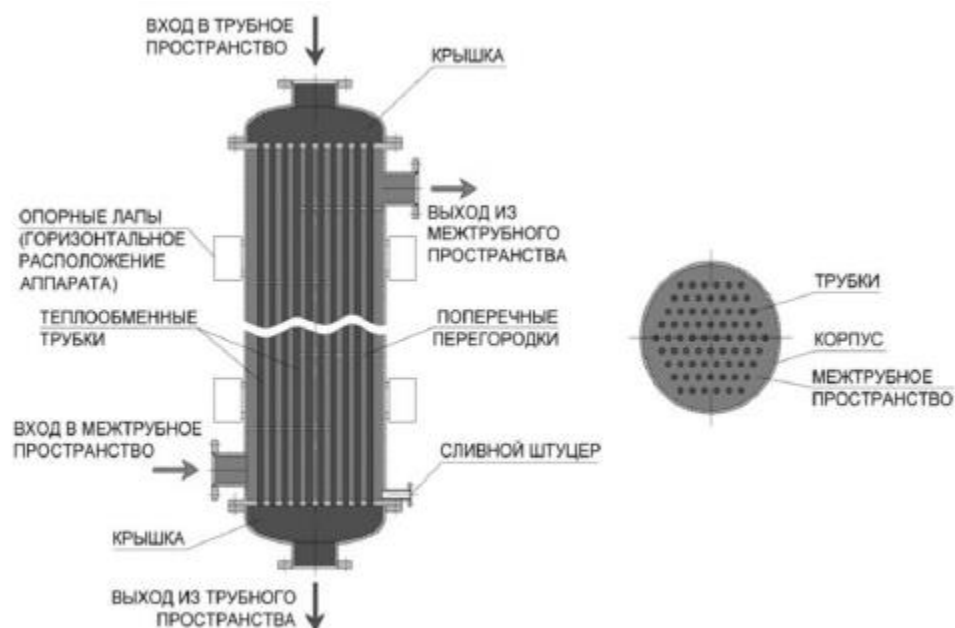
Так как на выходе из компрессора воздух имеет примеси влаги и масла, то для производственных целей нужно установить теплообменник, где происходит первичная осушка воздуха, за счет конденсации паров воды и отделение капель масла.

На химических производствах для этих целей обычно используются кожухотрубчатые теплообменники.

По назначению можно кожухотрубные теплообменники можно выделить:

- подогреватели;
- холодильники;
- испарители;
- конденсаторы;
- дистиляторы;

Основными элементами кожухотрубных теплообменников являются пучки труб, трубные решетки, корпус, крышки, патрубки. Концы труб крепятся в трубных решетках развальцовкой, сваркой и пайкой (рисунок 1.2) [1]



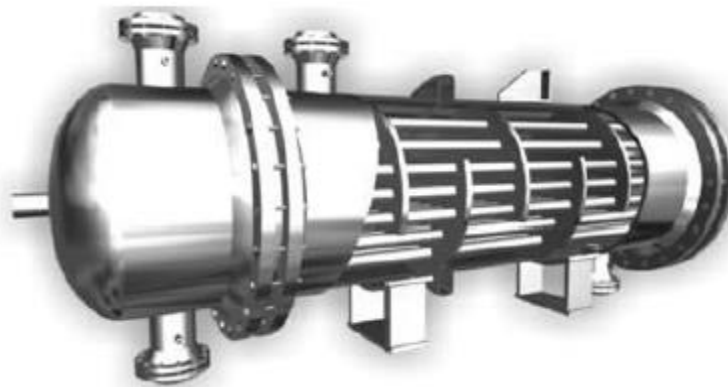


Рисунок 1.2 – Кожухотрубный теплообменник [3].

Трубки подгоняются к двум трубным решеткам посредством вальцевания или сварки. Трубки, составляющие пучок, располагаются в шахматном порядке, по вершинам равностороннего треугольника. Крышки являются съемными и предназначены для входа и выхода теплоносителя, который течет по трубам. Межтрубное и трубное пространство разделяются. Второй теплоноситель находится в межтрубном пространстве, которое также имеет входной и выходной штуцеры. Для удобства очистки, по трубам течет то вещество, которое содержит твердые включения.

Кожухотрубные теплообменники могут располагаться в вертикальном или горизонтальном положении.

Преимущества:

- самый широкий диапазон применения по рабочим параметрам;
- самые низкие требования к чистоте воды;
- более высокая стойкость к гидроударам;
- относительная простота конструкции и дешевизна.

Недостатки:

- температурные деформации;
- относительно низкий коэффициент теплопередачи.

Кожухотрубные (кожухотрубчатые) теплообменники – наиболее распространенный тип теплообменной аппаратуры.

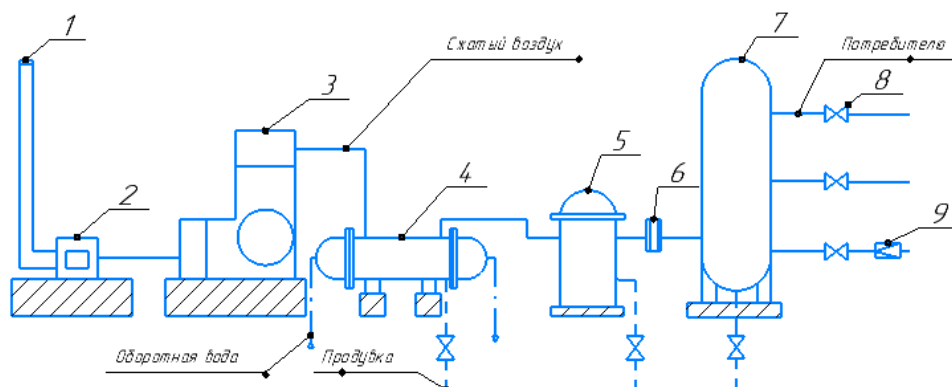
По ГОСТ 9929–82 стальные Кожухотрубные теплообменные аппараты изготавливают следующих типов: Н – с неподвижными трубными решетками; К – с температурным компенсатором на кожухе; П – с плавающей головкой; У – с U-образными трубами; ПК – с плавающей головкой и компенсатором на ней.

2 ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

2.1 Технологическая схема

В производстве перхлората аммония и перекиси водорода на ФКП «Анозит» применяют сжатый воздух. Его используют как для технологических нужд, так и для контрольно-измерительных приборов и автоматизации производства.

Для производства сжатого воздуха на предприятии существует компрессорный цех, задача которого очистка и сжатие воздуха до необходимых параметров. Технологическая схема представлена на рисунке 2.1.



Поз. обозн.	Наименование	Кол.	Примечание
1	Заборное устройство	1	
2	Фильтр	1	
3	Компрессор	1	
4	Концевой холодильник	1	
5	Обратный клапан	1	
6	Влагонасосотделитель	1	
7	Водуосадарник	1	
8	Раздаточные вентили	1	
9	Редуктор	1	

Рисунок 2.1– Схема воздухопоставления

Давление воздуха, необходимое для нормальной работы средств КИПиА, составляет 0,5-0,8МПа. Загрязненность воздуха для КИПиА должна соответствовать требованиям 0-1 класса загрязненности по ГОСТ 17433-80.

В сжатом воздухе независимо от класса загрязненности допускается только следы кислот и щелочей. Температура точки росы сжатого воздуха должна быть ниже минимальной рабочей температуры не менее, чем на 10°С

Исходным сырьём для производства сжатого воздуха является атмосферный воздух. Атмосферный воздух, это смесь газов образующих земную атмосферу (главным образом азота и кислорода 98-99% в сумме и зависит от влажности и концентрации водяного пара), а также аргона, углекислого газа, водорода.

					ФЮРА.065112.001.ПЗ		
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.	Федоров Е.А						
Пров.	Тихонов В.В						
Консульт.							
Н. контр.							
Рук ООП							
					Лит	Лист	Листов
						20	104
					НОЦ им Н.А Кижнера Гр 3-4Г61		

Для централизованного воздухообеспечения потребителей сжатым воздухом низкого давления может использоваться компрессорная установка.

Поступление пыли и влаги в компрессор вызывает износ, коррозию и образование нагара на поверхностях деталей, пригорание поршневых колец, нарушает герметичность клапанов, снижает производительность и экономичность компрессоров. В связи с этим атмосферный воздух поступает в установку через воздухозаборное устройство 1, в качестве которого может использоваться раструб с сеткой или жалюзи для грубой очистки воздуха от посторонних предметов. Высококачественная очистка воздуха от пыли и капельной влаги производится в фильтрах 2, заполненных пористым материалом, сухим или смоченным маслом.

После прохождения через компрессор 3 влага и масло находятся в сжатом воздухе в парообразном состоянии, поскольку температура воздуха достигает +150-200 °С. Во избежание подачи потребителям воздуха с большим содержанием влаги и масла для предотвращения образования в воздухохранильнике взрыво- и пожароопасной смеси и загрязнения трубопроводов и арматуры и т.п. воздух охлаждается в конечном холодильнике 4 проточной водой. При этом температура воздуха уменьшается и становится не менее чем на 100°С ниже температуры вспышки масла, масло и влага конденсируются и удаляются из холодильника при его продувке.

Далее воздух через обратный клапан 5 поступает во влагомаслоотделитель 6 для отделения капель влаги и масла, а также механических примесей.

Влагомаслоотделители и конечные холодильники обязательно должны находиться в установках с воздушными компрессорами производительностью более 10 м³/мин.

Для выравнивания давления в сети, сглаживания пульсаций давления, а также для аккумуляции энергии сжатого воздуха и обслуживания системы автоматического регулирования компрессора используется воздухохранильник 7. Колебания давления могут также вызываться включением и отключением крупных пневмоприемников. Подача воздуха в сеть потребителя производится раздаточными вентилями 8. При необходимости снижения давления воздуха используется редуктор 9.

При необходимости иметь глубоко осушенный воздух в компрессорных установках, кроме конечных холодильников используются специальные осушительные установки. Для осушения воздуха применяются методы вымораживания влаги с помощью холодильных установок или ее поглощение твердыми сорбентами.

В проектируемом теплообменнике в межтрубное пространство пойдет влажный воздух для охлаждения и отвода влаги путем продувки. В трубное пространство будет поступать нагреваемая среда вода. Такое решение принято удобством отвода влаги из воздуха.

3 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

3.1 Определение поверхности теплообмена

В соответствии с методикой, изложенной в “Глава 4. Теплопередача в химической аппаратуре” [1], производится определение поверхности теплообмена.

3.1.1 Исходные данные:

(индекс 1 – воздух; 2 – вода)

$G_1 = 2000$ м³/ч Расход сжатого воздуха

$t_{1н} = 170$ °С Начальная температура сжатого воздуха

$t_{1к} = 40$ °С Конечная температура сжатого воздуха

$t_{2н} = 28$ °С Начальная температура охлаждающей воды

$t_{2к} = 52$ °С Конечная температура охлаждающей воды

$P_1 = 0,8$ МПа Рабочее давление сжатого воздуха

$P_2 = 0,35$ МПа Рабочее давление охлаждающей воды

Выбор взаимного направления движения теплоносителей

Температурная схема при противотоке

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}\right)} = \frac{118 - 12}{\ln\left(\frac{118}{12}\right)} = 46,3^\circ C,$$

где, $\Delta t_B = t_{1н} - t_{2к} = 170 - 52 = 118^\circ C$ –больший температурный напор при противотоке;

$\Delta t_M = t_{1к} - t_{2н} = 40 - 28 = 12^\circ C$ –меньший температурный напор при противотоке;

В дальнейших расчётах нам потребуются усреднённые значения температур сжатого воздуха и воды. Для этих температур нам нужно будет искать теплофизические свойства: плотность, динамический коэффициент вязкости, теплоёмкость, теплопроводность. Горячий поток меняет температуру на $\Delta t_1 = 80$ °С, и холодный – на $\Delta t_2 = 12$ °С, тогда средняя температура холодного потока составит [1, стр. 170]

					ФЮРА.065112.001.ПЗ		
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.	Федоров Е.А				Технологический расчет	Лит	Лист
Пров.	Тихонов В.В						22
Консульт.							104
Н. контр.						НОЦ им Н.А Кижнера гр. 3-4Г61	
Рук ООП							

Определим среднюю температуру охлаждающей воды в трубках:

$$t_{2cp} = \frac{t_{2H} + t_{2K}}{2} = \frac{28 + 52}{2} = 40^{\circ}\text{C}.$$

Средняя температура горячего воздуха:

$$t_{1cp} = \frac{t_{1H} + t_{2H}}{2} = \frac{170 + 40}{2} = 105^{\circ}\text{C}.$$

Эти температуры нужны для определения теплофизических свойств веществ, участвующих в процессе.

Выбор значений теплофизических свойств теплоносителей

Из таблиц II-LVII[1] подбираем значения теплофизических свойств теплоносителей при их средних температурах:

$$\rho_1 = f(P_1, t_{1cp}) = 7,364, \text{ кг/м}^3 - \text{плотность сжатого воздуха};$$

$$\rho_2 = f(P_2, t_{2cp}) = 992,2, \text{ кг/м}^3 - \text{плотность охлаждающей воды};$$

$$C_{p1} = f(P_1, t_{1cp}) = 1012, \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)} - \text{удельная теплоёмкость сжатого воздуха};$$

$$C_{p2} = f(P_2, t_{1cp}) = 4178 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)} - \text{удельная теплоёмкость охлаждающей воды};$$

$$\mu_1 = f(P_1, t_{1cp}) = 22,11 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с} - \text{коэффициент динамической вязкости сжатого воздуха};$$

$$\mu_2 = f(P_2, t_{2cp}) = 653,2 \cdot 10^{-6}, \text{ Па}\cdot\text{с} - \text{коэффициент динамической вязкости охлаждающей воды};$$

$$\lambda_1 = f(P_1, t_{1cp}) = 0,0323, \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)} - \text{коэффициент теплопроводности сжатого воздуха}$$

$$\lambda_2 = f(P_1, t_{1cp}) = 0,6287, \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)} - \text{коэффициент теплопроводности охлаждающей воды};$$

$$Pr_1 = f(P_1, t_{1cp}) = 0,686 - \text{критерий Прандтля для сжатого воздуха};$$

$$Pr_2 = 4,339 - \text{критерий Прандтля для охлаждающей воды};$$

3.1.2 Расчет расходов теплоносителей

Согласно технологической схемы, в цехе с теплообменным оборудованием компрессор производит 2000 м³/ч, сжатого воздуха.

Переведем расход сжатого воздуха из т/ч в кг/с:

$$G_{\text{воз.}} = \frac{V_1 \cdot \rho_1}{3600} = \frac{2000 \cdot 7,364}{3600} = 4,091 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Определим влагосодержание в воздухе с учетом того, что воздух в компрессор подается при средней температуре 15 °С с средней относительной влажностью $\varphi=0,71$:

Парциальное давление насыщенного пара при температуре $t=15^{\circ}\text{C}$ составляет:

$$P_{\Pi} = f(t) = 1,706 \text{ кПа}.$$

Парциальное давление водяного пара:

$$P_{\Pi.B} = \varphi \cdot P_{\Pi} = 0,71 \cdot 1,706 = 1,21 \text{ кПа}.$$

Влагосодержание:

$$d = 622 \frac{P_{\Pi.B}}{P_A - P_{\Pi.B}} = 622 \frac{1,21}{99 - 1,21} = 7,7 \frac{\text{г}}{\text{кг}}.$$

Расход влаги в воздухе составит:

$$G_{БЛ} = d \cdot G_{БОВ} = 7,7 \cdot 10^{-3} \cdot 4,091 = 0,0315 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Тогда масса сухого воздуха составит:

$$G_{С.В} = G_{БОВ} - G_{БЛ} = 4,091 - 0,0315 = 4,0595 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Рассчитаем тепловую нагрузку (количество теплоты, необходимое для охлаждения сжатого воздуха) по формуле 3.8[2]:

$$\begin{aligned} Q &= G_{С.В} \cdot C_{P(C.B)} \cdot (t_{1H} - t_{1K}) + G_{БЛ} \cdot C_{P(БЛ)} \cdot (t_{1H} - t_{1K}) = \\ &= 4,0595 \cdot 1012 \cdot (170 - 40) + 0,0315 \cdot 4220 \cdot (170 - 40) = 551348 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

Рассчитаем расход охлаждающей воды:

$$G_2 = \frac{Q}{C_{P2}(t_{2K} - t_{2H})} = \frac{551348}{4178(52 - 28)} = 5,49 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Предварительный расчет ориентировочной поверхности теплообмена

Поверхность теплообмена рассчитывается по формуле 1.5[2]:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{CP}}$$

где Q – тепловая нагрузка, кВт;

Δt_{CP} – средняя разность температур, К.

По таблице 4.8 [1] определяем ориентировочные значения коэффициента теплопередачи:

$K_{op} = 120 - 340 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – ориентировочное значение коэффициента теплопередачи от жидкости к газу в таблице 4.8[1].

$$K_{min} = 120 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$K_{max} = 340 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Рассчитаем ориентировочные значения требуемой поверхности теплообмена: $K_{op} = 160 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$F_{min} = \frac{Q}{K_{max} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{551348}{340 \cdot 46,3} = 35 \text{ м}^2,$$

$$F_{max} = \frac{Q}{K_{min} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{551348}{120 \cdot 46,3} = 99,2 \text{ м}^2$$

Для обеспечения турбулентного режима зададимся числом Рейнольдса равным 12000. Примем диаметр труб теплообмена 25 x 2 мм.

Объёмный расход воды [1, стр. 16]:

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{5,49}{992,3} = 0,00553 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Рассчитаем скорость воды в трубках

$$w_2 = \frac{\text{Re} \cdot \mu_2}{d \cdot \rho_2} = \frac{12000 \cdot 653,2 \cdot 10^{-6}}{0,021 \cdot 992,3} = 0,376 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Определим сечение трубок одного хода:

$$S_{TP} = \frac{V_2}{w_2} = \frac{0,00553}{0,376} = 0,0147 \text{ м}^2.$$

В качестве стандартного теплообменника выбираем типа КН или КК по ТУ 3612-024-00220302-02 с параметрами:

внутренний диаметр $D = 600 \text{ мм}$;

число труб $N_{\text{труб}} = 208$;

поверхность теплообмена $F = 63,74 \text{ м}^2$;

длина труб $L = 4000 \text{ мм}$;

число ходов $z = 4$;

проходное сечение труб $S_T = 0,0142 \text{ м}^2$;

число рядов труб по вертикали $np = 15$;

расстояние между перегородками $h = 1000 \text{ мм}$.

Определим значение средней скорости потока по уравнению неразрывности потока:

$$w_2 = \frac{V_2}{S_{TP}} = \frac{0,00553}{0,0142} = 0,389 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

где $S_{mp} = 0,0142 \text{ м}^2$ – площадь проходного сечения в трубном пространстве. [25, стр. 33]

3.1.3 Коэффициент теплоотдачи охлаждающей воды

Определение коэффициента теплоотдачи α_2 для охлаждаемой воды (трубное пространство).

Определим режим движения в трубном пространстве.

Для этого вычислим значение критерия Рейнольдса [1, стр. 16]:

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{BH} \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,389 \cdot 0,021 \cdot 992,3}{653,2 \cdot 10^{-6}} = 12761,$$

где ρ_2 – плотность воды, при средней температуре, кг/м^3 [1, стр. 512];

μ_2 – динамическая вязкость воды, при средней температуре, $\text{Па} \cdot \text{с}$ [1, стр. 515];

При $Re > 10000$ режим течения турбулентный, поэтому Критерий Нуссельта составит [1, стр. 17]:

$$\begin{aligned} Nu_2 &= 0,023 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{CT}}\right)^{0,25} = \\ &= 0,023 \cdot (12761)^{0,8} \cdot 4,339^{0,43} \cdot 1 = 83,2. \end{aligned}$$

Коэффициент теплопроводности при средней температуре воды в трубках:

$$\lambda_2 = f(P_2, t_{CP}) = 0,6287 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Тогда значение коэффициента теплоотдачи, α_2 от охлаждающей воды к трубам [1, стр. 150]:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{BH}} = \frac{83,2 \cdot 0,6287}{0,021} = 2491 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

3.1.4 Коэффициент теплоотдачи для сжатого воздуха

Определение коэффициента теплоотдачи для охлаждаемого сжатого воздуха (межтрубное пространство)

Объёмный расход охлаждающего воздуха [1, стр. 16]:

$$V_2 = \frac{G_{C.B}}{\rho_1} = \frac{4,091}{7,364} = 0,555 \frac{m^3}{c}.$$

Определим значение средней скорости потока по уравнению [1, стр. 16]:

$$w_1 = \frac{V_1}{S_{MT}} = \frac{0,555}{0,04} = 13,9 \frac{m}{c},$$

где $S_{MT} = 0,04 m^2$ – площадь проходного сечения в межтрубном пространстве [25, стр 31].

Определим значение критерия Рейнольдса для сжатого воздуха [1, стр. 17]:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_H \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{13,9 \cdot 0,025 \cdot 7,364}{21,69 \cdot 10^{-6}} = 117900.$$

Критерий Нуссельта при поперечном обтекании пучка гладких труб [1, стр 185]:

$$Nu = 0,356 \cdot \varepsilon_\phi \cdot Re^{0,6} = 0,356 \cdot 0,6 \cdot 117900^{0,6} = 235,7, \quad (3.15)$$

где,

Применительно к теплообменникам согласно [1, стр 157] принимают коэффициент $\varepsilon_\phi = 0,6$, учитывая, что теплоноситель в межтрубном пространстве лишь часть пути движется поперек труб и при угле атаки, меньшем 90° ; кроме того он может протекать через щели между перегородками или трубами.

Тогда значение коэффициента теплоотдачи, α_2 от воздуха к трубам:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_H} = \frac{235,7 \cdot 0,0323}{0,025} = 304 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

Коэффициент теплопередачи определим по формуле [2, стр. 168]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{CT} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{243} + \frac{1}{1342} + \frac{1}{2461}} = 228,6 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}, \quad (3.16)$$

где следующие обозначения относятся к формулам 3.16, 3.17,

$r_1 = 2800 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ – термическое сопротивление загрязнений стенок трубок со стороны сжатого воздуха [1, стр. 531];

$r_2 = 2900 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ – термическое сопротивление загрязнений стенок трубок со стороны воды [1, стр. 531];

$\delta = 0,002 \text{ м}$ – толщина стенки трубки;

$\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ – теплопроводность материала трубок сталь

[1, стр. 529].

Термическое сопротивление стенки определяют по формуле:

$$\frac{1}{\sum r_{ст}} = \frac{1}{\frac{1}{r_1} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{r_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2900}} = 1342 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}. \quad (3.17)$$

Расчетная площадь теплообмена определяется по формуле:

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{ср}} = \frac{551348}{228,6 \cdot 46,3} = 52 \text{ м}^2.$$

Определим запас площади поверхности теплообмена:

$$\Delta F_p = \frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100\% = \frac{63,74 - 52}{52} \cdot 100\% = 22,5 \text{ \%}.$$

3.2 Расчет гидравлического сопротивления

Расчет ведем по методике, изложенной в [28].

Для оценки гидравлического сопротивления подогревателя принимаем следующие значения коэффициентов местных сопротивлений ζ_M :

поворот во входной и выходной камерах - $\zeta_{M.BX} = 3$;

вход и выход из трубок в камеру - $\zeta_{BIX} = 2$;

Коэффициент сопротивления трения в трубках подогревателя [2, стр.81]:

$$\lambda_{тр} = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{\Delta}{d_{BH}} + \frac{100}{\text{Re}_2} \right)^{0,25} = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{0,02}{0,021} + \frac{100}{10350} \right)^{0,25} = 0,108,$$

где $\Delta = 0,02$ – шероховатость стенок стальных труб.

Гидравлическое сопротивление:

$$\Delta P = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \frac{w_2^2 \cdot \rho_2}{2} = \left(0,108 \frac{4000}{0,021} + 5 \right) \frac{0,324^2 \cdot 992,3}{2} = 1286797 \text{ Па}.$$

3.3 Расчет изоляции

Расчет ведем по методике, изложенной в [28].

Исходные данные для расчета тепловой изоляции являются:

Объект, расположен внутри помещения;

$t_{cm} = t_{II}^{cp} = 170^{\circ}C$ – температура изолируемой поверхности объекта;

$t_{из} = 45^{\circ}C$ – температура наружной поверхности изоляции [28, стр. 221];

$t_{oc} = t_{окр.с} = 25^{\circ}C$ – температура окружающей среды;

$d_{НАР} = D_B^{КП} + 2 \cdot S_{КОРП} = 0,6 + 2 \cdot 0,008 = 0,616 \text{ м}$ – наружный диаметр изолируемого объекта.

3.3.1 Разность температур теплоотдающей поверхности и окружающего воздуха:

$$\Delta t = t_{из} - t_{oc} = 45 - 25 = 20^{\circ}C.$$

3.3.2 Коэффициент теплоотдачи конвекцией при $\Delta t^3 > 9,8 \cdot 10^{-2}$:

$$\alpha_k = 1,18 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta t}{d_{НАР}}} = 1,18 \cdot \sqrt[4]{\frac{20}{0,616}} = 2,81 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

3.3.3 Коэффициент теплоотдачи излучением:

$$\alpha_l = \frac{C_1 \cdot \left[\left(\frac{t_{из} + 273}{100} \right)^4 + \left(\frac{t_{oc} + 273}{100} \right)^4 \right]}{(t_{из} - t_{oc})} = \frac{1,2 \cdot \left[\left(\frac{45 + 273}{100} \right)^4 + \left(\frac{25 + 273}{100} \right)^4 \right]}{(45 - 25)} =$$
$$= 10,86 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $C_1 = 1,2 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения (выбираем покрывной материал – алюминий листовой) [28, табл. 13.2].

3.3.4 Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающей среде:

$$\alpha_H = \alpha_k + \alpha_l = 2,81 + 10,86 = 13,67 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

3.3.5 Толщина теплоизоляционного слоя, обеспечивающая заданную температуру на поверхности однослойной изоляции:

$$\delta_{из} = \frac{\lambda_{из} \cdot (t_{cm} - t_{из})}{\alpha_H \cdot (t_{из} - t_{oc})} = \frac{0,0476 \cdot (170 - 45)}{13,67 \cdot (45 - 25)} = 0,021 \text{ м},$$

где $\lambda_{из} = 0,043 + 0,00022 \cdot t_{oc} = 0,043 + 0,00022 \cdot 25 = 0,0476 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$ – коэффициент теплопроводности для теплоизоляционного материала (выбираем материал – минеральная вата марки 75);

Принимаем толщину изоляции 40 мм. Определим температуру на поверхности изоляции при этой толщине:

$$t_{u3} = \frac{\frac{\lambda_{u3}}{\delta_{u3}} \cdot t_{cm} + \alpha_H \cdot t_{OC}}{\alpha_H + \frac{\lambda_{u3}}{\delta_{u3}}} = \frac{\frac{0,0476}{0,04} \cdot 170 + 13,67 \cdot 25}{13,67 + \frac{0,0476}{0,04}} = 36,6^0 C.$$

4 КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЁТ АППАРАТА

4.1 Расчет штуцеров и подбор фланцев

Штуцеры для подвода и отвода воды:

Согласно рекомендациям [2, с.35] примем скорость воды в штуцерах

$w_2 = 2$ м/с, тогда внутренний диаметр штуцера рассчитывается по формуле 7.2

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot w_2 \cdot \rho_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,76}{3,14 \cdot 2 \cdot 992,3}} = 0,06 \text{ м.}$$

Принимаем условный диаметр штуцера равным 65 мм и подбираем фланец по [20]. На выбранном теплообменнике диаметры штуцера входа составляет 150 мм, диаметр штуцера выхода составляет. Выбираем штуцер типа 1. Оставляем исполнительный размер штуцера подвода и отвода воды. Исполнительный размер фланца для подвода и отвода воды приведен в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Размер фланца для подвода и отвода воды

$P_y, \text{МПа}$	$D_y, \text{мм}$	$D_{\text{в}}, \text{мм}$	$D_{\text{ф}}, \text{мм}$	$D_{\text{б}}, \text{мм}$	Болты	
					$d_{\text{б}}, \text{мм}$	z
0,6	150	170,5	260	225	M16	8

Штуцеры для подвода и отвода сжатого воздуха:

Согласно рекомендациям [2, с.35] примем скорость воздуха в штуцере $w_{1\text{ш}} = 30$ м/с, тогда внутренний диаметр штуцера рассчитывается по формуле:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot w_1 \cdot \rho_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,091}{3,14 \cdot 30 \cdot 7,364}} = 0,15 \text{ м.}$$

На выбранном теплообменнике исполнительный диаметр штуцера входа составляет 250 мм. Его характеристики приведены в таблице 4.2.

Выбираем штуцер 1 типа.

Таблица 4.2 – Размер фланца для подвода воздуха

$P_y, \text{МПа}$	$D_y, \text{мм}$	$D_{\text{в}}, \text{мм}$	$D_{\text{ф}}, \text{мм}$	$D_{\text{б}}, \text{мм}$	Болты	
					$d_{\text{б}}, \text{мм}$	z
1,6	250	273	370	335	M20	12

Исполнительный диаметр штуцера отвода воздуха составляет 100 мм. Его характеристики приведены в таблице 4.3

Таблица 4.3 – Размер фланца для отвода воздуха

$P_y, \text{МПа}$	$D_y, \text{мм}$	$D_{\phi}, \text{мм}$	$D_{\phi}, \text{мм}$	$D_{\phi}, \text{мм}$	Болты	
					$d_{\phi}, \text{мм}$	z
1,6	100	116	205	170	M16	8

5 МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Целью механического расчета является обеспечение механической надежности работы кожухотрубчатого теплообменника. Критериями механической надежности для деталей технологического оборудования являются прочность, жесткость, устойчивость, герметичность и др.

Расчетная схема кожухотрубчатого теплообменника представлена на рисунке 5.1.

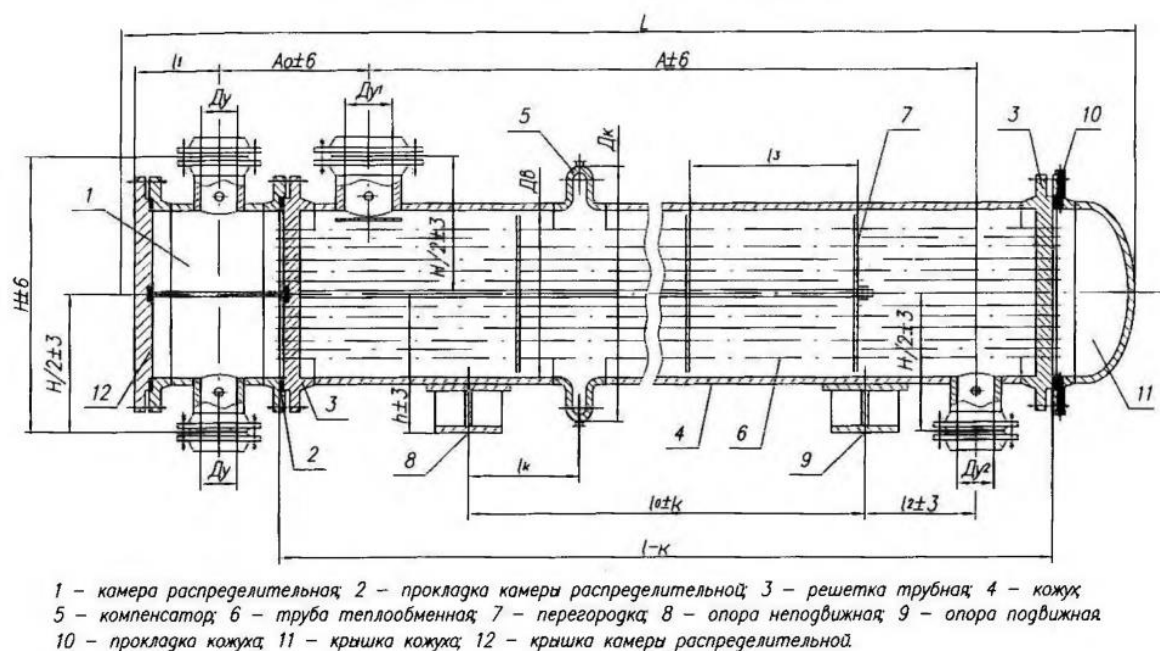


Рисунок 5.1- Схема теплообменника

5.1 Выбор конструкционных материалов и расчетные параметры

Исходные данные для расчета приведены в таблице 5.1:

Выбор конструкционных материалов осуществляем с учетом рабочих температур, агрессивности сред и их концентраций. Поскольку в теплообменнике нет агрессивных и коррозионно активных сред, и, согласно технологической схеме, теплообменник расположен на закрытой площадке, примем исполнение теплообменника по материалу М1 [6], материалы основных узлов и деталей указаны в таблице 5.2:

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
-----	------	----------	-------	------

ФЮРА.065112.001.ПЗ

Лист

33

Таблица 5.1 – Исходные данные для расчета

Название величины	Введенное обозначение и его значение
Внутренний диаметр обечайки	$D = 600$ мм
Длина обечайки	$L = 4000$ мм
Срок эксплуатации	$\tau = 10$ лет
Расчетная температура теплоносителя в межтрубном пространстве	$t_{раб1} = 170$ °С
Расчетная температура теплоносителя в трубном пространстве	$t_{раб2} = 52$ °С
Рабочее давление в межтрубном пространстве:	$P_1 = 0,8$ МПа
Рабочее давление в трубном пространстве:	$P_2 = 0,32$ МПа

Таблица 5.2 – Исполнение теплообменника по материалу

Исполнение по материалу	Кожух	Крышка	Теплообменная труба	Трубная решетка
М1	16ГС	16ГС	Ст20	16ГС

Допускаемое напряжение материала 16ГС при температуре 20°С определяем по таблице А.1[7]:

$$\sigma_{16ГС}^{20} = 196 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение материала 16ГС при рабочей температуре горячего теплоносителя определяем методом интерполяции по данным из таблицы А.1 [7]:

$$\sigma_{16ГС}^P = 168,6 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение материала сталь 20 при температуре 20 градусов определяем по таблице А.3[7]:

$$\sigma_{Ст20}^{20} = 147 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение материала 16ГС при рабочей температуре холодного теплоносителя градусов определяем по таблице А.3[7] методом интерполяции: $\sigma_{16ГС}^{х.Р} = 188,4 \text{ МПа.}$

Коэффициент прочности сварных швов принимаем согласно [7, Таблица Д1] для сварных швов, выполняемых вручную, с одной стороны. Длина контролируемых швов от общей длины составляет 100%: $\varphi = 0,9$

Расчетное давление в межтрубном пространстве согласно [7] должно учитывать избыточное давление, гидростатическое давление среды, поэтому:

$$P_{РАС1} = P_1 + P_{Г.С} = 0,8 + 0,058 = 0,858 \text{ МПа,}$$

где,

Гидростатическое давление среды:

$$P_{Г.С} = \rho \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 9,8 \cdot h = 0,058 \text{ МПа},$$

где,

$$\rho = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} - \text{плотность воды},$$

$$g = 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} - \text{ускорение свободного падения тела},$$

$$h = D = 0,6 \text{ м} - \text{высота столба жидкости}.$$

Давление при гидравлических испытаниях определяем по формуле 3.1[8]:

$$P_{И1} = 1,25 \cdot P_1 \cdot \frac{\sigma_{16ГС}^{20}}{\sigma_{16ГС}^P} = 1,25 \cdot 0,858 \cdot \frac{196}{168,6} = 1,45 \text{ МПа}.$$

Давление в трубном пространстве:

Расчетное давление в межтрубном пространстве при рабочих условиях: т.к. аппарат расположен горизонтально, то расчетное давление принимаем равным рабочему:

$$P_{РАС2} = P_2 + \rho \cdot g \cdot h = 0,35 + 0,058 = 0,408 \text{ МПа}.$$

Давление при гидравлических испытаниях определяем по формуле 3.1[8]:

$$P_{И2} = 1,25 \cdot P_2 \cdot \frac{\sigma_{См20}^P}{\sigma_{См20}^P} = 1,25 \cdot 0,408 \cdot \frac{147}{145} = 0,517 \text{ МПа}.$$

5.2 Расчет толщины цилиндрической обечайки

Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки ведется согласно [9, 5-5.3.1].

На рисунке 5.2 представлена расчетная схема цилиндрической обечайки, позиция 1 на рисунке 5.1.

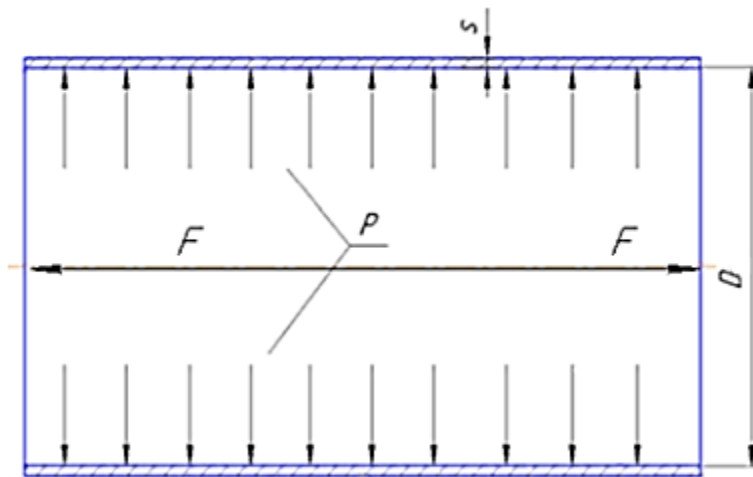


Рисунок 5.2 - Расчетная схема цилиндрической обечайки

Расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки при внутреннем избыточном давлении определяется как максимальная величина расчетной толщины стенки, посчитанная при расчетном давлении и гидравлических испытаниях[9]:

Расчетное значение предела текучести для стали 16ГС при $t=20^{\circ}\text{C}$ определяем из таблицы Б.1 [7]:

$$R_{E.G}^{20} = 300 \text{ МПа.}$$

Расчетное значение предела текучести для стали 20 при $t=20^{\circ}\text{C}$ определяем из таблицы Б.7 [7]:

$$R_{E.X}^{20} = 220 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса прочности при гидравлическом испытании определяем по таблице 1 [7]:

$$n_T = 1,1 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение для стали 16ГС при гидравлических испытаниях рассчитываем по формуле 3[7]:

$$\sigma_{H1} = \frac{R_{E.G}^{20}}{n_T} = \frac{300}{1,1} = 272,7 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение для стали 20 при гидравлических испытаниях рассчитываем по формуле 3[7]:

$$\sigma_{H2} = \frac{R_{E.X}^{20}}{n_T} = \frac{220}{1,1} = 200 \text{ МПа.}$$

Расчетная толщина стенки при расчетном давлении:

$$s_P = \frac{P_{PAC1} \cdot D}{2 \cdot \sigma_{16ГC}^P \cdot \varphi - P_{PAC1}} = \frac{0,858 \cdot 600}{2 \cdot 168,6 \cdot 0,9 - 0,858} = 1,7 \text{ мм.}$$

Расчетная толщина стенки при гидравлических испытаниях:

$$s_P = \frac{P_{H1} \cdot D}{2 \cdot \sigma_{H1}^P \cdot \varphi - P_{H1}} = \frac{1,45 \cdot 600}{2 \cdot 272,7 \cdot 0,9 - 1,45} = 1,77 \text{ мм.}$$

Выбранная расчетная толщина стенки:

$$s_P = 1,77 \text{ мм.}$$

Прибавку к расчетным толщинам вычисляют по формуле 13 [7]:

$$c = c_1 + c_2 + c_3 = 0,5 + 0,15 + 0 = 0,65 \text{ мм,}$$

где,

$$c_1 = P \cdot \tau = 0,05 \cdot 10 = 0,5 \text{ мм – поправка на коррозию,}$$

где $P = 0,05$ мм/год скорость коррозии стали 16ГС

$$c_2 = 0,15 \text{ мм – поправка на минусовое отклонение;}$$

$$c_3 = 0 \text{ мм - поправка на утончение стенки элемента сосуда при технических операциях;}$$

Тогда, с учетом прибавки, исполнительная толщина стенки равна:

$$s_H = s_P + c = 1,77 + 0,65 = 2,42 \text{ мм.}$$

Согласно рекомендациям таблицы 1 [11] минимальная толщина стенок цилиндрической обечайки при внутреннем диаметре обечайки, равном 600 мм, равна 6 мм. Согласно [10, Таблица 1] при ширине листа 2000 мм и длине листа от 3000 мм до 12000 мм толщина листа составит 8 мм. В связи с этим принимаем исполнительную толщину стенки цилиндрической обечайки:

$$S_H = 8 \text{ мм}$$

По методике [9, с.5] проверим применимость формул безмоментной теории:

$$\frac{s_K - c}{D} = \frac{8 - 0,65}{600} = 0,012 < 0,1.$$

Определим допускаемое давление по формуле [7, стр. 414]:

$$P_d = \frac{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{16TC}^P \cdot (s - c)}{D + (s - c)} = \frac{2 \cdot 0,9 \cdot 168,6 \cdot (8 - 0,65)}{600 + (8 - 0,65)} = 3,67 \text{ МПа.}$$

Условие $3,67 > 1,45$ условие выполняется

5.3 Расчет толщины стенки эллиптического днища

Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки ведется согласно [9, 6-6.3]. На рисунке 5.3 представлена расчетная схема эллиптического днища, позиция 11 на рисунке 5.1.

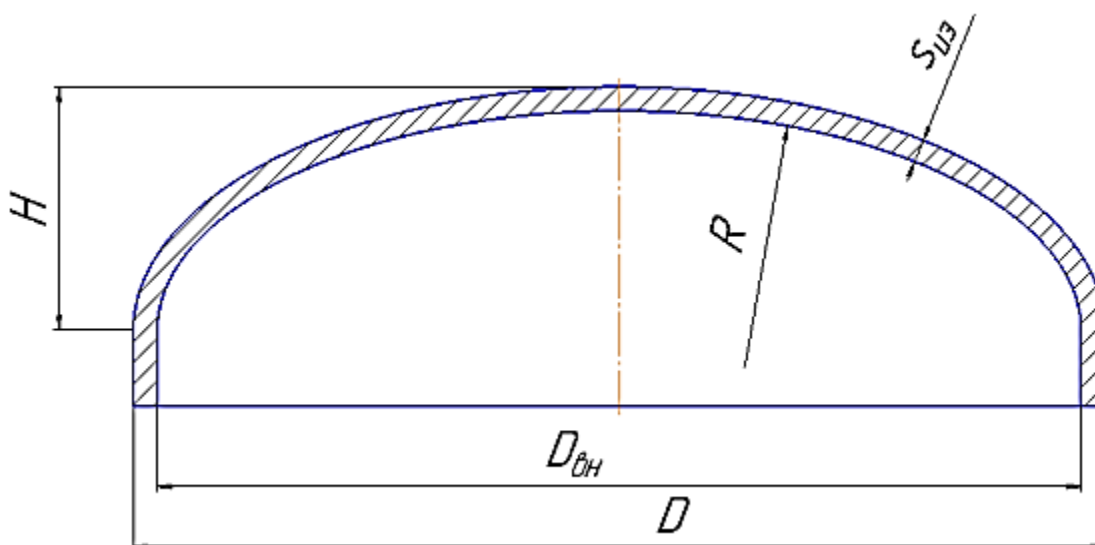


Рисунок 5.3 – Расчетная схема эллиптического днища

Т.к. днище эллиптическое, то высота выпуклой части без учета цилиндрической части будет равна:

$$H = 0,25 \cdot D = 150 \text{ мм.}$$

Радиус кривизны в вершине днища по внутренней поверхности:

$$R = D = 600 \text{ мм.}$$

Расчёт толщины стенки эллиптического днища производится при давлении гидравлического испытания и при расчетном давлении в трубном пространстве.

Для бесшовных элементов сосудов коэффициент прочности сварных швов равен 1 [7, стр 12]:

$$\varphi=1$$

Скорость коррозии (16ГС):

$$\Pi=0,05 \text{ мм/год.}$$

Срок эксплуатации:

$$\tau=10 \text{ лет}$$

Прибавки к толщине:

$$c_1=\Pi \cdot \tau=0,05 \cdot 10=0,5 \text{ мм} - \text{поправка на компенсацию коррозии обечайки,}$$

$$c_2=0,15 \text{ мм} - \text{поправка на минусовое отклонение таблица 4[10];}$$

$$c_3=0,5 \text{ мм} - \text{технологическая прибавка в соответствии с рекомендацией [7, стр 8];}$$

$$c=c_1+c_2+c_3=0,5+0,15+0,5=1,15 \text{ мм,}$$

Расчетная толщина эллиптического днища:

Толщина стенки днища, рассчитанная при расчетном давлении:

$$s_p = \frac{P_{PAC2} \cdot R}{2 \cdot \sigma_{16ГC}^{X.P} \cdot \varphi - 0,5 P_{PAC2}} = \frac{0,408 \cdot 600}{2 \cdot 188,4 \cdot 1 - 0,5 \cdot 0,408} = 0,65 \text{ мм.}$$

Толщина стенки днища, рассчитанная при гидравлических испытаниях:

$$s_p = \frac{P_{И2} \cdot R}{2 \cdot \sigma_{И2}^P \cdot \varphi - 0,5 \cdot P_{И2}} = \frac{0,517 \cdot 600}{2 \cdot 272,7 \cdot 1 - 0,5 \cdot 0,517} = 0,569 \text{ мм.}$$

Расчетная толщина днища:

$$s_p = 0,65 \text{ мм.}$$

Тогда, с учетом прибавки, исполнительная толщина стенки равна:

$$s_{И}=s_p+c=0,65+1,15=1,8 \text{ мм.}$$

Согласно рекомендациям [10, 11] исполнительную толщину стенки днища принимаем:

$$S_{И}=8 \text{ мм}$$

По методике [9, с.5] проверим применимость формул безмоментной теории:

$$\frac{s_K - c}{D} = \frac{8 - 1,15}{600} = 0,01 < 0,1.$$

Определим допускаемое давление по формуле [7, стр. 414]:

$$P_D = \frac{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{16ГС}^{X.P} \cdot (s - c)}{D + (s - c)} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 188,4 \cdot (8 - 1,15)}{600 + (8 - 1,15)} = 3,85 \text{ МПа.}$$

Условие $3,85 > 0,408$ условие выполняется

Согласно [21] принимаем днище стальное эллиптическое отбортованное с размерами (табл. 5.3):

Таблица 5.3 – Размеры эллиптического днища

D, мм	h1, мм	H, мм	s, мм	F, м ²	V, дм ³
600	25	157	8	0,45	36,78

5.4 Расчет температурных деформаций

Расчет проводится по методике, изложенной в [5,1.5.2.1]. Расчетные параметры приведены в таблице 5.4:

Таблица 5.4 - Расчетные параметры

Часть аппарата	Трубы	Корпус
Материал	сталь 20	16ГС
Средняя температура, °С	40	170
Температурный коэффициент линейного расширения, 1/°С	$11,6 \cdot 10^{-6}$	$12,6 \cdot 10^{-6}$
Допускаемое напряжение материала, МПа	146	168,3
Модуль упругости материала, МПа	$1,98 \cdot 10^5$	$1,90 \cdot 10^5$
Наружный диаметр, м	0,025	0,616
Внутренний диаметр, м	0,021	0,600

Поперечное сечение труб и корпуса:

$$F_T = \frac{\pi}{4} \cdot (d_H^2 - d_{BH}^2) \cdot n = \frac{3,14}{4} \cdot (0,025^2 - 0,021^2) \cdot 208 = 0,03 \text{ м}^2.$$

$$F_K = \frac{\pi}{4} \cdot (D_H^2 - D_{BH}^2) = \frac{3,14}{4} \cdot (0,616^2 - 0,6^2) = 0,0152 \text{ м}^2.$$

Температурные усилия:

$$Q_T = \frac{|\alpha_T \cdot t_T - \alpha_K \cdot t_K| \cdot E_T \cdot F_T \cdot E_K \cdot F_K}{E_T \cdot F_T + E_K \cdot F_K} =$$

$$\frac{|11,6 \cdot 10^{-6} \cdot 40 - 12,6 \cdot 10^{-6} \cdot 170| \cdot 1,98 \cdot 10^5 \cdot 0,03 \cdot 1,9 \cdot 10^5 \cdot 0,0152}{1,98 \cdot 10^5 \cdot 0,03 + 1,9 \cdot 10^5 \cdot 0,0152} = 1,87 \text{ МН}.$$

Температурные напряжения:

$$\sigma_T = \frac{Q_T}{F_T} = \frac{1,87}{0,3} = 62,3 \text{ МПа} \quad \sigma_T < 168,3.$$

$$\sigma_K = \frac{Q_K}{F_K} = \frac{1,87}{0,0152} = 123 \text{ МПа} \quad \sigma_K < 182,5.$$

Условия прочности соблюдаются

5.5 Расчет толщины трубных решеток

Расчет толщины трубной решетки ведется по методике, указанной в пособии [5, 1.5.2.4].

На рисунке 5.4 представлена расчетная схема трубной решетки, позиция 3 на рисунке 5.1.

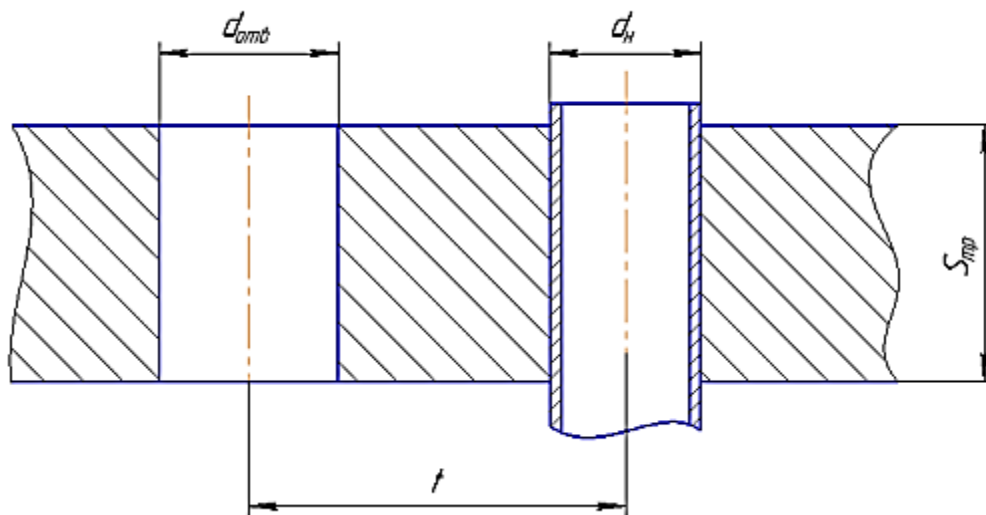


Рисунок 5.4 – Расчетная схема трубной решетки

Коэффициент прочности решетки:

Коэффициент прочности решетки учитывает ослабление сечения решетки трубными отверстиями и зависит от шага t и диаметра отверстий $d_{отв}$ по формуле:

$$\varphi_P = \frac{t - d_{отв}}{t} = \frac{32 - 25,7}{32} = 0,197.$$

Определим толщину стенки из условия надежности развальцовки труб:

$$f_m = 4,35 \cdot d_н + 15 = 4,35 \cdot d_н + 15 = 123,75 \text{ мм}^2.$$

$$S_{TP1} = \frac{f_m}{t - d_{омв}} + c = \frac{123,75}{32 - 25,7} + 2,6 = 22 \text{ мм.}$$

Суммарная нагрузка на площадь трубной решетки:

$$\begin{aligned} Q_P &= P_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{BH}^2 - P_2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{BH}^2 + Q_i = \\ &= 0,8 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 600^2 - 0,35 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 600^2 + 1,87 = 12,9 \cdot 10^4 \text{ МН.} \end{aligned}$$

Толщина трубной решетки как плоской заземленной плиты:

Допускаемое напряжение для стали 16ГС, из которой изготовлена трубная решетка:

$\sigma_{дт} = 182,5 \text{ МПа.}$

$$S_{TP2} = \frac{D_{BH}}{4,7} \sqrt{\frac{P_{И1}}{\sigma_{дт} \cdot \varphi_P}} = \frac{600}{4,7} \sqrt{\frac{1,162}{182,5 \cdot 0,197}} = 24 \text{ мм.}$$

Согласно таблицы 5 [13] минимальная толщина трубной решетки для труб с наружным диаметром 25 мм составляет 31 мм. Но фланцы корпуса делаются заодно с трубной доской поэтому, толщина трубной доски составляет 50 мм.

5.6 Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений

Расчетная схема фланцевого соединения представлена на рисунке 5.5.

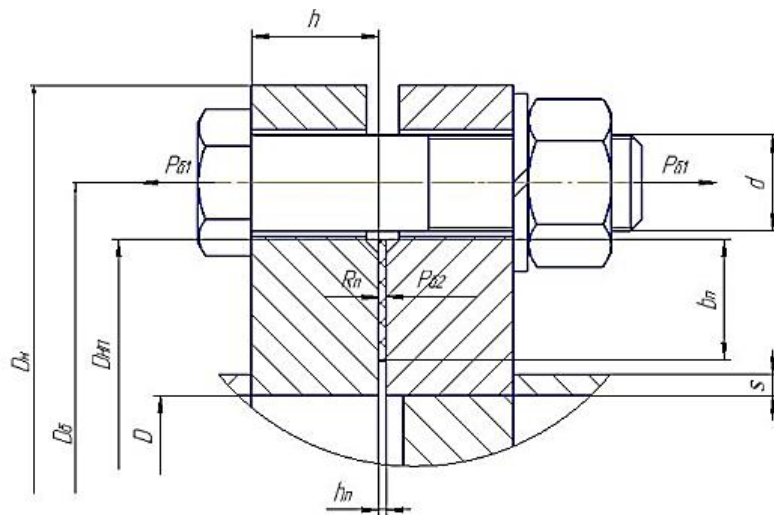


Рисунок 5.5– Расчетная схема фланцевого соединения

Исходные данные для расчета представлены в таблице 5.5.

Таблица 5.5 – Исходные данные для расчета

Название величины	Введенное обозначение и его значение
Внутренний диаметр распределительной камеры, мм	$D = 600$
Пробное давление гидроиспытания в аппарате, МПа	$P_{И2} = 0,517$
Число болтов	$n = 20$

Прибавка на коррозию, мм	$c_0 = 0,5$
Максимальная температура среды, °C	$t = 170$
Диаметр болтовой окружности, мм	$D_6 = 770$
Наружный диаметр прокладки, мм	$D_{нп} = 661$
Наружный диаметр фланца, мм	$D_n = 840$
Ширина прокладки, мм	$b_{п} = 34$
Высота прокладки, мм	$h_{п} = 2$
Толщина тарелки фланца, мм	$h = 50$
Толщина обечайки, мм	$s = 8$

Целью расчета в данном подразделе является проверка надежности конструкции выбранного фланцевого соединения. К критериям надежности относятся:

- прочность болтов в рабочих условиях и при затяжке;
- статическая прочность соединения при затяжке и в рабочих условиях;
- прочность прокладки;
- соответствия угла поворота фланца допускаемому значению.

Согласно рекомендациям по табл.21.14 [2] примем:

Материал обечаек и фланцев - сталь 16ГС

Материал болтов - сталь 25Х1МФ

Материал прокладки - паронит ПОН.

Определение основных расчетных значений

Определение расчетных температур:

- расчетная температура неизолированных плоских фланцев по табл. В1 [14]:

$$t_{\phi} = 0,96 \cdot t = 0,96 \cdot 170 = 163,2^{\circ}C.$$

- расчетная температура болтов по табл. В1 [14]:

$$t_B = 0,85 \cdot t = 0,85 \cdot 170 = 144,5^{\circ}C.$$

Допускаемые напряжения для болтов из стали 25Х1МФ определяем методом интерполяции по табл. Г1 [14]:

$$\sigma_{д.б} = 222,5 \text{ МПа}.$$

Модуль упругости для болтов из стали 35Х при расчетной температуре определяем методом интерполяции по табл. Ж1[14]:

$$E_B = 2,14 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение для болтов при $t = 20^{\circ}C$ определяем по таблице Г.1 [14]:

$$\sigma_{20Б} = 230 \text{ МПа}.$$

Модуль упругости для болтов при температуре равной $20^{\circ}C$ определяем по таблице Ж.1 [14]:

$$E_{20Б} = 2,18 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

Коэффициент линейного расширения стали 35Х при $t = 20-200^{\circ}\text{C}$ определяем по таблице Ж.2 [14]: $\alpha_6 = 12.7 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$.

Допускаемые напряжения для фланцев и обечайки из стали 16ГС определяем по таблице А3[2]:

$$\sigma_{\phi} = 171,6 \text{ МПа.}$$

Поскольку фланцы изготавливаются из листового проката $\eta = 1$.

$$\sigma_{д.ф} = \sigma_{\phi} \cdot \eta = 171,6 \cdot 1 = 171,6 \text{ МПа.}$$

Модуль упругости для фланцев из стали 16ГС при расчетной температуре определяем по таблице В.1 [7]:

$$E = 1.86 \cdot 10^5 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение для стали 16ГС при $t = 20^{\circ}\text{C}$ определяем по [7]:

$$\sigma_{16\text{ГC}(20)} = 196 \text{ МПа.}$$

Модуль упругости для стали 16ГС при температуре испытания 20°C определяем по [2]:

$$E_{16\text{ГC}(20)} = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа.}$$

Коэффициент линейного расширения стали 16ГС при $t = 20 - 200^{\circ}\text{C}$ определяем по таблице Ж.2 [14]: $\alpha_{\phi} = 12.6 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$.

Примем коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке по рекомендациям [14] равным:

$$\xi = 1,2 .$$

Коэффициент условий работы примем по рекомендациям [14]:

- для рабочих условий $K_{y.p.p} = 1$;
- для условий испытания $K_{y.p.и} = 1.35$.

По рекомендациям [14] коэффициент условий затяжки при обычной неконтролируемой затяжке принимаем равным $K_{y.з} = 1$.

По рекомендациям [14] коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций при расчете фланцев с учетом нагрузки от температурных деформаций принимается равным $K_{y.т} = 1.3$.

Допускаемые напряжения для болтов из стали 25Х1МФ при затяжке в рабочих условиях и при расчете на условия испытания рассчитывают по формулам Г3 и Г4 [14] и равны соответственно:

$$\sigma_{ДБМ} = \xi \cdot K_{y.p.p} \cdot K_{y.з} \cdot K_{y.т} \cdot \sigma_{20Б} = 1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 238 = 371,28 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{ДБР} = \xi \cdot K_{y.p.и} \cdot K_{y.з} \cdot K_{y.т} \cdot \sigma_{20Б} = 1,2 \cdot 1,35 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 238 = 501,22 \text{ МПа.}$$

Усилия, необходимые для смятия прокладки и обеспечения герметичности фланцевого соединения

По формуле 5 [14] определяется эффективная ширина плоской прокладки:

$$b_0 = 3,8 \cdot \sqrt{b_{II}} = 3,8 \cdot \sqrt{34} = 22,15 \text{ мм.}$$

Расчетный диаметр плоской прокладки определяем по формуле 7 [14]:

$$D_{СП} = D_{НП} - b_0 = 661 - 22,15 = 638,8 \text{ мм.}$$

Характеристики прокладки определяем по таблице И.1 [14] (табл. 5.6):

Таблица 5.6 – Характеристики прокладки

Прокладочный коэффициент (m)	Удельное давление обжатия прокладки, МПа (q _{обж})	Допускаемое удельное давление, МПа (q _d)	Коэффициент обжатия (К _{обж})	Условный модуль сжатия прокладки, МПа (Е _п)
2.5	20	130	0.9	0.02 · 10 ⁵

По формуле 8 [14] определяем усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке:

$$P_{ОБЖ} = 0,5 \cdot \pi \cdot D_{СП} \cdot b_0 \cdot q_{ОБЖ} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 638,8 \cdot 22,15 \cdot 20 = 5,5 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения вычисляется по формуле 9 [14]:

$$R_{II} = 0,5 \cdot \pi \cdot D_{СП} \cdot b_0 \cdot m \cdot P_{II} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 638,8 \cdot 22,15 \cdot 2,5 \cdot 0,517 = 5,74 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Усилия в шпильках фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях

Площадь поперечного сечений болтов для М36 определим по таблице Д.1 [14]:

$$f_6 = 760 \text{ мм}^2.$$

Наружный диаметр болта равен d=36 мм.

Суммарная площадь сечения болтов по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра определяется по формуле 10 [14]:

$$A_B = n \cdot f_B = 760 \cdot 20 = 15200 \text{ мм}^2.$$

Равнодействующая нагрузка от давления рассчитывается по формуле 11 [14]:

$$Q_d = \frac{\pi}{4} \cdot D_{сп}^2 \cdot P_H = \frac{3,14}{4} \cdot 638,8^2 \cdot 0,517 = 1,65 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Податливость прокладки и болтов

Податливость прокладки определяется по формуле К.1 [14]:

$$y_{II} = \frac{h_{II} \cdot K_{ОБЖ}}{E_{II} \cdot \pi \cdot D_{сп} \cdot b_{II}} = \frac{2 \cdot 0,9}{0,02 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 638,8 \cdot 34} = 1,319 \cdot 10^{-8} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Расстояние между опорными поверхностями гайки и болта принимаем равным:

$$L_{БО} = 102 \text{ мм}.$$

При определении податливости эффективная длина болта определяется по стр.32 [14]:

$$L_B = L_{БО} + 0,56 \cdot d = 102 + 0,28 \cdot 36 = 112 \text{ мм}.$$

Податливость болтов определяем по формуле К.2 [14]:

$$y_B = \frac{L_B}{E_{20Б} \cdot A_B} = \frac{112}{2,15 \cdot 10^5 \cdot 15200} = 3,38 \cdot 10^{-8} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Расчетные параметры и угловая податливость фланцев

По формуле К.3 [14] рассчитывается параметр длины обечайки:

$$l_0 = \sqrt{D \cdot s_H} = \sqrt{600 \cdot 8} = 69,3 \text{ мм}.$$

По формуле К.4 [14] определяется отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру:

$$K = \frac{D_H}{D} = \frac{840}{600} = 1,4.$$

По формулам К.5 - К.8 [14] определяются коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца:

$$\beta_T = \frac{K^2 \cdot (1 + 8,55 \cdot \log(K)) - 1}{(1,05 + 1,945 \cdot K^2)(K - 1)} = \frac{1,4^2 \cdot (1 + 8,55 \cdot \log(1,4)) - 1}{(1,05 + 1,945 \cdot 1,4^2)(1,4 - 1)} = 1,752.$$

$$\beta_U = \frac{K^2 \cdot (1 + 8,55 \cdot \log(K)) - 1}{1,36(K^2 - 1)(K - 1)} = \frac{1,4^2 \cdot (1 + 8,55 \cdot \log(1,4)) - 1}{1,36(1,4^2 - 1)(1,4 - 1)} = 6,527.$$

$$\beta_Y = \frac{1}{K - 1} \cdot (0,69 + 5,72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2 - 1)}) = \frac{1}{1,4 - 1} \cdot (0,69 + 5,72 \cdot \frac{1,4^2 \cdot \log(1,4)}{(1,4^2 - 1)}) = 6.$$

$$\beta_Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = \frac{1,4^2 + 1}{1,4^2 - 1} = 3,08.$$

Коэффициенты для фланцевых соединений с плоскими фланцами определяются по графикам К2-К4 [14]:

$$\beta_F = 0,91 \quad \beta_V = 0,55 \quad f = 1.$$

Коэффициент λ определяется по формуле К.11 [14]:

$$\lambda = \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^3 + l_0}{\beta_U \cdot l_0 (s_H)^2} = \frac{0,91 \cdot 50 + 60}{1,752 \cdot 60} + \frac{0,55 \cdot 50^3 + 60}{7,2 \cdot 60(6)^2} = 5,41.$$

Угловая податливость фланца при затяжке рассчитывается по формуле К.12 [14]:

$$y_\phi = \frac{0,91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot l_0 \cdot s_H^2} = \frac{0,91 \cdot 0,55}{1,99 \cdot 10^5 \cdot 5,41 \cdot 69,3 \cdot 8^2} = 1,708 \cdot 10^{-10} \frac{1}{H \cdot мм}.$$

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между болтами определяется по формуле К.18 [14]:

$$C_F = \max\left(1, \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_B}{n}}{2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0,5}}}\right) = \max\left(1, \sqrt{\frac{\frac{3,14 \cdot 770}{20}}{2 \cdot 36 + \frac{6 \cdot 50}{2,5 + 0,5}}}\right) = 0,838 = 1.$$

Приведенный диаметр плоского встык фланца определяется по рекомендациям [14] и равен $D_{пр} = D$.

Плечи действия сил и коэффициенты жесткости

Для плоских фланцев плечо действия усилий в шпильках рассчитывается по формуле Е.1 [14]:

$$b = 0,5 \cdot (D_B - D_{СП}) = 0,5 \cdot (770 - 638,8) = 33,1 \text{ мм}.$$

По формуле Е.5 [14] определяется эквивалентная толщина плоских фланцев:

$$S_\phi = s_u = 8 \text{ мм}.$$

Для всех типов фланцев по формуле Е.4 [14] определяется плечо усилия от действия давления на фланец:

$$e = 0,5 \cdot (D_{СП} - D - S_\phi) = 0,5 \cdot (638,8 - 600 - 8) = 15,4 \text{ мм}.$$

Для приварных встык и плоских фланцев коэффициент жесткости фланцевого соединения определяется по формуле Е.8 [14]:

$$\gamma = \frac{1}{y_{II} + y_B \frac{E_{20B}}{E_{20}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_\phi \cdot \frac{E_{20}}{E}} = \frac{1}{1,319 \cdot 10^{-8} + 3,38 \cdot 10^{-8} \frac{2,15 \cdot 10^5}{1,99 \cdot 10^5} + 2 \cdot 21^2 \cdot 1,708 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{1,99 \cdot 10^5}{1,86 \cdot 10^5}} = 22,3 \cdot 10^5 \frac{H}{мм}$$

По формуле Е.11 [14] для плоских фланцев с плоскими прокладками рассчитывается коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением или внешней осевой силой:

$$\alpha = 1 - \frac{y_{II} - 2 \cdot e \cdot y_{\phi} \cdot b}{y_{II} + y_B + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\phi}} =$$

$$= 1 - \frac{1,319 \cdot 10^{-8} - 2 \cdot 15,4 \cdot 1,71 \cdot 10^{-10} \cdot 33,1}{1,319 \cdot 10^{-9} + 3,38 \cdot 10^{-8} + 2 \cdot 33^2 \cdot 1,7 \cdot 10^{-10}} = 1,383.$$

По формуле 13 [14] рассчитывается нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций:

$$Q_t = \gamma \cdot (2 \cdot \alpha_{\phi} \cdot h \cdot (t_{\phi} - 20) - 2 \cdot \alpha_B \cdot h \cdot (t_B - 20)) =$$

$$= 22,3 \cdot 10^5 \cdot (2 \cdot 12,6 \cdot 10^{-6} \cdot 50 \cdot (163,2 - 20) -$$

$$- 2 \cdot 12,7 \cdot 10^{-6} \cdot 50 \cdot (144,5 - 20)) = 3,3 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Расчетная нагрузка на болты при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения определяется по [14]:

$$P_{Б1} = \max \left(\frac{\alpha \cdot Q_d + R_{II}}{\alpha \cdot Q_d + R_{II} - Q_t} \right) =$$

$$= \max \left(\frac{1,38 \cdot 1,65 \cdot 10^5 + 5,7 \cdot 10^4}{1,38 \cdot 1,65 \cdot 10^5 + 5,7 \cdot 10^4 - 3,38 \cdot 10^4} \right) = 2,86 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

По [14] определяется расчетная нагрузка на болты при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения болтов:

$$P_{Б2} = \max \left(\frac{(P_{ОБЖ})}{0,4 \cdot A_B \cdot \sigma_{20Б}} \right) = \max \left(\frac{(5,57 \cdot 10^5)}{0,4 \cdot 15200 \cdot 238} \right) = 14 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

По формуле 17 [14] определяется расчетная нагрузка на болты фланцевых соединений при затяжке фланцевого соединения:

$$P_{БМ} = \max \left(\frac{P_{Б1}}{P_{Б2}} \right) = \max \left(\frac{2,86 \cdot 10^5 \text{ Н}}{14 \cdot 10^5 \text{ Н}} \right) = 14 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

По формуле 18 [14] рассчитывается расчетная нагрузка на болты фланцевых соединений в рабочих условиях:

$$P_{БР} = P_{БМ} + (1 - \alpha) \cdot Q_d + Q_t =$$

$$= 14 \cdot 10^5 + (1 - 1,383) \cdot 1,66 \cdot 10^5 + 3,3 \cdot 10^4 = 13,6 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Проверка прочности болтов и прокладки

Расчетные напряжения в болтах определяются:

- при затяжке по формуле 19 [14]:

$$\sigma_{Б1} = \frac{P_{БМ}}{A_Б} = \frac{14 \cdot 10^5}{15200 \cdot 10^{-6}} = 92 \text{ МПа.}$$

- в рабочих условиях по формуле 20 [14]:

$$\sigma_{Б2} = \frac{P_{БР}}{A_Б} = \frac{13,6 \cdot 10^5}{15200 \cdot 10^{-6}} = 90 \text{ МПа.}$$

Проверка условий прочности болтов при затяжке рабочих условиях по формулам 21,22 [14]:

$$\sigma_{Б1} < \sigma_{ДБМ} \quad 92 < 371,28$$

$$\sigma_{Б2} < \sigma_{ДБР} \quad 90 < 501,22$$

Условия прочности выполняются

Удельное давление на прокладку определяется по [14]:

$$q = \frac{\max(P_{БМ}, P_{БР})}{\pi \cdot D_{СП} \cdot b_{П}} = \frac{14 \cdot 10^5}{3,14 \cdot 638,8 \cdot 34 \cdot 10^{-6}} = 20,5$$

$$q < q_d \quad 20 < 130$$

Условие прочности выполняется

Расчет фланцев на статическую прочность

Расчетный изгибающий момент, действующий на плоский фланец при затяжке, рассчитывается по формуле 24 [14]:

$$M_M = C_F \cdot P_{БМ} \cdot b = 1 \cdot 14 \cdot 10^5 \cdot 33 = 4,62 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях, определяется по формуле 26 [14]:

$$M_P = C_F \cdot \max(P_{БР} \cdot b + (Q_D) \cdot e, Q_D \cdot e) = 1 \cdot \max(13,6 \cdot 10^5 \cdot 33 + (1,65 \cdot 10^5) \cdot 15,4, 1,65 \cdot 10^5 \cdot 15,4) = 4,7 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Расчетные напряжения во фланце при затяжке

Меридиональное изгибное напряжение в обечайке плоского фланца определяется по формуле 30[14]:

$$\sigma_{0M} = \frac{M_M}{\lambda \cdot (s_H - c)^2 \cdot D_{ПР}} = \frac{4,7 \cdot 10^7}{3,321 \cdot (8-1)^2 \cdot 600} = 65,3 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{1M} = \sigma_{0M} = 65,3 \text{ МПа}$$

Напряжения в тарелке плоского фланца в условиях затяжки рассчитываются по формулам 31,32 [14]:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{RM} = \frac{1,33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_M = \frac{1,33 \cdot 0,91 \cdot 50 + 69,3}{3,321 \cdot 50^2 \cdot 69,3 \cdot 600} \cdot 4,62 \cdot 10^7 = 2,76 \text{ МПа}.$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{TM} = \frac{\beta_Y \cdot M_M}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{RM} = \frac{6 \cdot 4,7 \cdot 10^7}{50^2 \cdot 600} - 3,08 \cdot 2,76 = 20,8 \text{ МПа}.$$

Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях

Меридиональные изгибные напряжения для плоских фланцев рассчитываются по формуле 34 [14]:

$$\sigma_{1P} = \frac{M_P}{\lambda \cdot (s_H - c)^2 \cdot D_{ПП}} = \frac{8,13 \cdot 10^6}{3,321 \cdot (8 - 0,5)^2 \cdot 600} = 72,5 \text{ МПа}.$$

Меридиональные изгибные напряжения в обечайке плоского фланца рассчитываются по формуле 35 [14]:

$$\sigma_{0P} = \sigma_{1P} = 72,5 \text{ МПа}.$$

Меридиональные мембранные напряжения в обечайке плоского фланца рассчитываются по формуле 38 [14]:

$$\sigma_{P0MM} = \frac{Q_D}{\pi \cdot (D + s_u) \cdot s_u - c} = \frac{1,65 \cdot 10^5}{3,14 \cdot (600 + 8) \cdot (8 - 0,5)} = 11,56 \text{ МПа}.$$

Окружные мембранные напряжения от действия давления в обечайке плоского фланца вычисляют по формуле 39 [14]:

$$\sigma_{POMO} = \frac{P_H \cdot D}{2 \cdot (s_u - c)} = \frac{0,517 \cdot 600}{2 \cdot (8 - 0,5)} = 20,68 \text{ МПа}.$$

Определим напряжения в тарелке плоского фланца в рабочих условиях:

- радиальное напряжение по формуле 40 [14]:

$$\sigma_{Rp} = \frac{1,33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_P = \frac{1,33 \cdot 0,91 \cdot 50 + 69,3}{3,321 \cdot 50^2 \cdot 69,3 \cdot 600} \cdot 0,81 \cdot 10^7 = 3,05 \text{ МПа}.$$

- окружное напряжение по формуле 41 [14]:

$$\sigma_{Tp} = \frac{\beta_Y \cdot M_P}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rp} = \frac{6 \cdot 0,81 \cdot 10^6}{50^2 \cdot 600} - 3,08 \cdot 3,05 = 23 \text{ МПа}.$$

Проверка условий статической прочности фланцев

При расчете с учетом стесненности температурных деформаций согласно рекомендациям [14] примем: $K_T = 1,3$.

Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений и допускаемое значение суммарных общих и местных условных упругих мембранных и изгибных напряжений рассчитываем в соответствии с п.8.10 [6].

$$\sigma_{\partial.м} = 1,5 \cdot \sigma_{Д.Ф} = 171,6 \cdot 1,5 = 257,4 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\partial.Р} = 3 \cdot \sigma_{Д.Ф} = 171,6 \cdot 3 = 514,8 \text{ МПа.}$$

Для плоских фланцев условия статической прочности вычисляют по формулам 47, 48 [14]:

- в рабочих условиях:

$$\sigma_{Р\max} = \max \begin{pmatrix} \sigma_{0p} - \sigma_{Р0.мм} + \sigma_{Rp} \\ \sigma_{0p} - \sigma_{Р0.мм} + \sigma_{Tp} \\ \sigma_{0p} + \sigma_{Р0.мм} \end{pmatrix} = \max \begin{pmatrix} 72,5 - 11,56 + 3,05 \\ 72,5 - 11,56 + 23 \\ 72,5 + 11,56 \end{pmatrix} = 83,9 \text{ МПа.}$$

- при затяжке:

$$\sigma_{З\max} = \max \begin{pmatrix} \sigma_{1м} + \sigma_{Rм} \\ \sigma_{1м} + \sigma_{Tм} \end{pmatrix} = \max \begin{pmatrix} 65,3 + 2,76 \\ 65,3 + 20,8 \end{pmatrix} = 86,1 \text{ МПа.}$$

Проверка условий в рабочих условиях:

$$\sigma_{Р\max} < 1,3 \cdot \sigma_{\partial.м} \quad 86,1 \text{ МПа} < 334,6 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется

Проверка условий прочности при затяжке:

$$\sigma_{З\max} < K_T \cdot \sigma_{\partial.м} \quad 86,1 \text{ МПа} < 334,6 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется

Проверка углов поворота фланцев

Угол поворота приварного встык фланца рассчитывается по формуле 58 [14]:

$$\Theta = M_p \cdot y_\phi \cdot \frac{E_{20}}{E} = 0,81 \cdot 10^7 \cdot 2,15 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{1,99 \cdot 10^5}{1,86 \cdot 10^5} = 0,0014 \text{ рад.}$$

Допустимый угол поворота приварного встык фланца определяем по [14] и равен $\Theta_d = 0.01$ рад.

$$\Theta < \Theta_d$$

$$0,0014 < 0,01 \cdot 1,3.$$

Условие выполняется

Проверка малоциклового прочностии элементов фланцевого соединения

Поскольку имеются положительные результаты эксплуатации аналогичных элементов фланцевого соединения, приведенного в [4], при тех же условиях работы и в течение времени не менее расчетной долговечности, расчет на малоцикловую прочность по [17] не проводится.

Вывод по расчету:

В данном подразделе были произведены расчеты прочности фланцев, болтов и прокладок, а также расчет герметичности фланцевого соединения. По произведенным расчетом можно сделать вывод, что конструкция фланцевого соединения отвечает всем критериям надежности.

Прочность шпилек:

- при затяжке $\sigma_{Б1} < \sigma_{ДБМ}$ 92 МПа < 371,28 МПа ;
- в рабочих условиях $\sigma_{Б2} < \sigma_{ДБР}$ 90 МПа < 501,22 МПа ;

Статическая прочность соединения

- при затяжке $\sigma_{3\max} < K_T \cdot \sigma_{\partial..м}$ 86,1 МПа < 334,6 МПа. ;
- в рабочих условиях $\sigma_{Р\max} < 1,3 \cdot \sigma_{\partial..м}$ 83,9 МПа < 334,6 МПа. ;

Прочность прокладки $q < q_d$ 20 < 130

5.7 Расчет необходимости укрепления отверстий

Так как теплообменник имеет четыре отверстия под технологические штуцера, то проверку на укрепление отверстия следует производить по самому большому отверстию. В связи с этим проведем проверку на укрепление отверстия под штуцер для входа щелочи условным диаметром 150 мм. Расчет укрепления производится по принципу компенсации изъятого отверстием металла.

На рисунке 5.6 представлена расчетная схема укрепления отверстия.

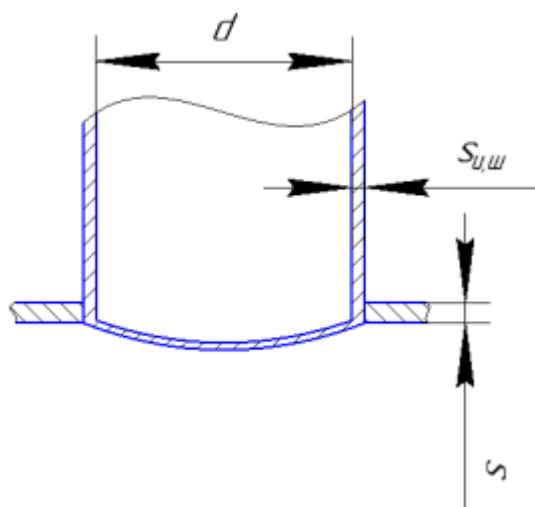


Рисунок 5.6 – Расчетная схема укрепления отверстия

Исходные данные для расчета приведены в таблице 5.7:

Таблица 5.7 – Исходные данные для расчета

Название величины	Введенное обозначение и его значение
Внутренний диаметр аппарата, мм	$D = 600$
Марка стали 16ГС	
Внутреннее расчетное давление, МПа	$P = 0,858$
Исполнительная толщина стенки обечайки, мм	$s = 8$
Прибавка к расчетной толщине стенки, мм	$c = 1,8$
Допускаемое напряжение при МПа	$\sigma_d = 168,6$
Коэффициент прочности сварных швов	$\varphi = 1$

Основной целью данного расчета является определение максимального диаметра неукрепленного отверстия и сравнение его с расчетным диаметром отверстия, если расчетное значение диаметра превышает предельный диаметр, то данное отверстие подлежит укреплению в целях компенсации возникающих напряжений в зоне отверстия.

Расчетный диаметр отверстия для штуцера входа и выхода воды Ду 150 мм :

$$d_p = 159 \text{ мм.}$$

Расчетная толщина стенки штуцера определяется по формуле 16 [23]:

$$s_{p.ш} = \frac{P \cdot (d + 2 \cdot c)}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_d - P} = \frac{0,858 \cdot (150 + 2 \cdot 0,65)}{2 \cdot 1 \cdot 168 - 0,858} = 0,39 \text{ мм.}$$

Расчетный диаметр отверстия для штуцера входа воздуха Ду 250 мм :

$$d_p = 257 \text{ мм.}$$

Расчетная толщина стенки штуцера определяется по формуле 16 [23]:

$$s_{p.ш} = \frac{P \cdot (d + 2 \cdot c)}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_d - P} = \frac{0,858 \cdot (257 + 2 \cdot 0,65)}{2 \cdot 1 \cdot 168 - 0,858} = 0,66 \text{ мм.}$$

Расчетный диаметр отверстия для штуцера выхода воздуха Ду 100 мм:

$$d_p = 109 \text{ мм.}$$

Расчетная толщина стенки штуцера определяется по формуле 16 [23]:

$$s_{p.ш} = \frac{P \cdot (d + 2 \cdot c)}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_d - P} = \frac{0,858 \cdot (109 + 2 \cdot 0,65)}{2 \cdot 1 \cdot 168 - 0,858} = 0,28 \text{ мм.}$$

5.8 Поверочный расчет

Целью поверочного расчета является обеспечение механической надежности работы теплообменного аппарата по критериям:

- корпус – прочность, устойчивость;
- трубки – прочность, устойчивость и жесткость;
- трубные решетки – прочность и жесткость.

Расчет ведем в соответствии с [15].

Исходные данные для расчета представлены в таблице 5.8.

Таблица 5.8 – Исходные данные для поверочного расчета

Внутренний диаметр аппарата, мм;	D = 600
Давление в трубном пространстве, МПа;	P _т = 0,517
Давление в межтрубном пространстве, МПа;	P _м = 1,45
Температура трубок, °С	t _т = 52
Температура кожуха, °С	t _к = 170
Толщина стенки аппарата, мм;	s ₁ = 8
Толщина стенки эллиптического днища, мм;	s ₂ = 8
Наружный диаметр трубки, мм;	d _т = 25
Толщина стенки трубки, мм;	s _т = 2
Толщина трубной решетки, мм;	s _р = 31
Количество трубок, штук;	N _{труб} = 208
Длина трубок, мм;	L = 3000
Шаг между трубками в трубной решетке, мм;	tp = 32
Диаметр аппаратного фланца, мм;	D _н = 840
Наружный диаметр прокладки, мм;	D _п = 661
Внутренний диаметр прокладки, мм;	d _п = 620
Высота прокладки, мм;	h _п = 2
Толщина тарелки фланца, мм;	h ₁ = 50

Расчет вспомогательных величин

Внутренний радиус кожуха равен:

$$a = \frac{D}{2} = \frac{600}{2} = 300 \text{ мм.}$$

Согласно [18] расстояние от оси аппарата до оси наиболее удаленной теплообменной трубки для аппарата мм равно:

$$a_1 = \frac{D_B}{2} - \frac{d_H}{2} = \frac{583}{2} - \frac{25}{2} = 279 \text{ мм.}$$

Относительная характеристика бесшовного края трубной решетки вычисляется по формуле 1 [15]:

$$m_n = \frac{a}{a_1} = \frac{300}{279} = 1,075.$$

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку рассчитываются по формулам 2 и 3 [15]:

Со стороны межтрубного пространства:

$$\eta_M = 1 - \frac{N_T \cdot d_T^2}{4 \cdot a_1} = 1 - \frac{208 \cdot 25^2}{4 \cdot 279} = 0,582.$$

Со стороны трубного пространства:

$$\eta_T = 1 - \frac{N_T \cdot (d_T - 2 \cdot s_T)^2}{4 \cdot a_1} = 1 - \frac{208 \cdot (25 - 2 \cdot 2)^2}{4 \cdot 279} = 0,705.$$

Основные характеристики жесткости элементов теплообменного аппарата

Определим половину длины теплообменной трубки:

$$l = \frac{L}{2} = \frac{4000}{2} = 2000 \text{ мм.}$$

Модуль упругости для материала СТ20 при температуре 52 °С определяется по таблице В1 [7]: $E_T = 1,96 \cdot 10^5$ МПа.

Модуль упругости основания (системы труб) вычисляется по формуле 4[15]:

$$K_V = \frac{E_T (\eta_T - \eta_M)}{l} = \frac{1,96 \cdot 10^5 (0,705 - 0,582)}{1500} = 12.$$

Модуль упругости для материала сталь 1н при температуре 170 °С определяется по таблице В1 [7]: $E_K = 1,84 \cdot 10^5$ МПа.

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха вычисляют по формуле 5 [15]:

$$\rho = \frac{K_V \cdot a_1 \cdot l}{E_K \cdot s_K} = \frac{12 \cdot 279 \cdot 2000}{1,84 \cdot 10^5 \cdot 8} = 4,287.$$

Коэффициенты изменения жесткости системы трубы-кожух вычисляют по формулам 6 и 7 [15] для аппаратов с неподвижными трубными решетками:

$$K_q = 1 + K_{qq} = 1 + 0 = 1.$$

$$K_p = 1 + K_{pp} = 1 + 0 = 1.$$

Коэффициент жесткости трубной решетки определяем по приложению Б [15]:

$$\psi_0 = 0,44.$$

Коэффициент ослабления трубной решетки определяем по приложению Б [15]:

$$\varphi_P = \frac{t - d_{омс}}{t} = \frac{32 - 25,7}{32} = 0,197.$$

Коэффициент системы кожух – решетка определяем по приложению В [15]:

$$\beta_1 = \frac{1,3}{\sqrt{a \cdot s_1}} = \frac{1,3}{\sqrt{279 \cdot 12}} = 0,027 \frac{1}{\text{мм}}.$$

Рассчитаем радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха:

$$R_1 = \frac{D_H + D}{4} = \frac{840 + 600}{4} = 360 \text{ мм}.$$

Коэффициент жесткости втулки фланца кожуха при изгибе определяется по приложению В [15]:

$$K_1 = \frac{\beta_1 \cdot a \cdot E_K \cdot s_1^3}{5,5 \cdot R_1} = \frac{0,027 \cdot 300 \cdot 1,84 \cdot 10^5 \cdot 8^3}{5,5 \cdot 360} = 3,788 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Согласно [15] примем $B_1 = d_n$, $E_1 = E_K$, тогда коэффициент жесткости фланца при изгибе рассчитывается по приложению В [15]:

$$\begin{aligned} K_{\phi 1} &= \frac{E_1 \cdot h_1^3 \cdot B_1}{12 \cdot R_1^2} + K_1 \left(1 + \frac{\beta_1 \cdot h_1}{2}\right) = \\ &= \frac{1,84 \cdot 10^5 \cdot 50^3 \cdot 620}{12 \cdot 360^2} + 3,788 \cdot 10^5 \left(1 + \frac{0,027 \cdot 26}{2}\right) = 9,8 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

Коэффициент системы решетка - трубы вычисляют по формуле 8 [15]:

$$\beta = \frac{1,82}{S_{TP}} \sqrt[4]{\frac{K_Y \cdot S_{TP}}{\psi_0 \cdot E_T}} = \frac{1,82}{31} \sqrt[4]{\frac{12 \cdot 50}{0,44 \cdot 1,97 \cdot 10^5}} = 0,011 \frac{1}{\text{мм}}.$$

Безразмерный параметр системы решетка – трубы рассчитывается по формуле 10 [15]:

$$\omega = \beta \cdot a_1 = 0,011 \cdot 279 = 2,931.$$

Определение усилий в элементах теплообменного аппарата

Определим коэффициенты линейного расширения по таблице Г.1[7]:

$$\alpha_K = 11,6 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}},$$

$$\alpha_T = 11,6 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}}.$$

Температуру сборки аппарата примем $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб рассчитывается по формуле 12 [15]:

$$m_{CP} = 0,15 \cdot \frac{N_{TRUB} \cdot (d_H - s_T)^2}{a_1^2} = 0,15 \cdot \frac{208(25 - 2)^2}{279^2} = 0,212.$$

Приведенное давление вычисляют по формуле:

$$p_0 = p_{11} + p_{22} - p_{33} = 26,4 + 1,746 - 3,384 = 24,7 \text{ МПа},$$

где,

$$p_{11} = (\alpha_K \cdot (t_K - t_0) - \alpha_T \cdot (t_T - t_0)) \cdot K_Y \cdot l = \\ = (11,6 \cdot 10^{-6} \cdot (170 - 20) - 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot (52 - 20)) \cdot 12 \cdot 2000 = 26,4 \text{ МПа},$$

$$p_{22} = (\eta_T - 1 + m_{CP} + m_n \cdot (m_n + 0,5 \cdot \rho \cdot K_q)) \cdot p_m = \\ = (0,705 - 1 + 0,212 + 1 \cdot (1,075 + 0,5 \cdot 4,287 \cdot 1)) \cdot 0,517 = 1,746 \text{ МПа},$$

$$p_{33} = (\eta_M - 1 + m_{CP} + m_n \cdot (m_n + 0,3 \cdot \rho \cdot K_q)) \cdot p_m = \\ = (0,582 - 1 + 0,212 + 1 \cdot (1,075 + 0,5 \cdot 4,287 \cdot 1)) \cdot 0,279 = 3,384 \text{ МПа},$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения рассчитывается по формуле 13 [15]:

$$\rho_1 = \frac{K_Y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_\phi \cdot R_1} = \frac{12 \cdot 300 \cdot 279}{0,011^2 \cdot 2,09 \cdot 10^6 \cdot 360} = 2,586.$$

Коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб Ф1, Ф2, Ф3, определяют по табл.1 [15]:

$$\Phi_1 = 4,373;$$

$$\Phi_2 = 2,832;$$

$$\Phi_3 = 4,527.$$

Безразмерный параметр t рассчитывается по формуле 17 [15]:

$$t = 1 + 1,4 \cdot \omega \cdot (m_n - 1) = 1 + 1,4 \cdot 2,931 \cdot (1,075 - 1) = 1,309.$$

Значения T1, T2, T3 вычисляются по формулам 14,15,16 [15]:

$$T_1 = \Phi_1 \cdot (m_n + 0,5 \cdot (1 + m_n \cdot t)(t - 1)) = \\ = 4,373 \cdot (1,075 + 0,5 \cdot (1 + 1,075 \cdot 1,309)(1,309 - 1)) = 6,328,$$

$$T_2 = \Phi_2 \cdot t = 2,832 \cdot 1,309 = 3,707,$$

$$T_3 = \Phi_3 \cdot t = 4,527 \cdot 1,309 = 4,868.$$

Коэффициент влияния давления на изгиб 1-го фланца рассчитывается по формуле 21 [15]:

$$m_1 = \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1}{2 \cdot \beta_1^2} = \frac{1 + 0,027 \cdot 50}{2 \cdot 0,027^2} = 1652 \text{ мм}^2.$$

Так как фланцы на кожухе одинаковые, примем $m_1 = m_2$.

Приведенное давление на фланцы рассчитывается по формуле 20 [15]:

$$p_1 = \frac{K_Y}{\beta \cdot K_\phi} (m_1 \cdot p_m - m_2 \cdot p_T) = \\ = \frac{12}{0,011 \cdot 9,8 \cdot 10^6} (1652 \cdot 1,45 - 1652 \cdot 0,517) = 0,18 \text{ МПа}.$$

Изгибающий момент и перерезывающую силу, распределенные по краю трубной решетки, рассчитывают по формулам 18 и 19 [15]:

- изгибающий момент:

$$M_n = \left(\frac{a_1}{\beta}\right) \cdot \frac{p_1 \cdot (T_1 + \rho \cdot K_q) - p_0 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q)(T_3 + \rho_1) - T_2^2} =$$

$$= \left(\frac{279}{0,015}\right) \cdot \frac{0,18 \cdot 10^{-3} \cdot (6,328 + 4,287 \cdot 1) - 24,7 \cdot 3,707}{(6,328 + 4,287 \cdot 1)(4,868 + 4,287) - 3,707^2} = -3,65 \cdot 10^4 \frac{H \cdot мм}{мм}.$$

-перерезывающая сила:

$$Q_n = a_1 \cdot \frac{p_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - p_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q)(T_3 + \rho_1) - T_2^2} =$$

$$= 279 \cdot \frac{24,7 \cdot (4,868 + 2,586) - 0,18 \cdot 3,707}{(6,328 + 4,287 \cdot 1)(4,868 + 2,586) - 3,707^2} = 784,58 \frac{H \cdot мм}{мм}.$$

Изгибающий момент и перерезывающую силу, распределенные по периметру перфорированной зоны решетки, рассчитывают по формулам 23 и 24 [15]:

- изгибающий момент:

$$M_a = M_n + (a - a_1) \cdot Q_n = M_n + (a - a_1) \cdot Q_n =$$

$$= -3,65 \cdot 10^4 + (300 - 279) \cdot 784,58 = -20002 \frac{H \cdot мм}{мм}.$$

- перерезывающая сила:

$$Q_a = m_n \cdot Q_n = 1,075 \cdot 784,58 = 843,6 \frac{H \cdot мм}{мм}.$$

Осевую силу, действующую на трубы, определяют по формуле 25 [15]:

$$N_T = \frac{\pi \cdot a_1}{N_{ТРУБ}} ((\eta_M \cdot p_M - \eta_T \cdot p_T) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a) =$$

$$\frac{3,14 \cdot 279}{208} ((0,582 \cdot 1,45 - 0,705 \cdot 0,517) \cdot 279 + 4,373 \cdot 843,6 \cdot +$$

$$+ 2,832 \cdot 0,011 \cdot (-20002)) =$$

$$= 13600.$$

Зная максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой $l_{1R} = 1000$ мм, рассчитаем приведенную длину трубы для расчета прогиба труб и изгибающего момента, действующего на трубу:

$$l_{np} = \frac{l_{1R}}{3} = \frac{1000}{3} = 333,3.$$

Момент инерции поперечного сечения трубы рассчитывается по формуле:

$$J_T = \frac{\pi \cdot (d_H^4 - d_{BH}^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (25^4 - 21^4)}{64} = 9623 \text{ мм}^4.$$

Изгибающий момент, действующий на трубы, определяется по формуле 26 [15]:

$$M_T = \frac{E_T \cdot J_T \cdot \beta}{K_y \cdot a_1 \cdot l_{IP}} (\Phi_2 \cdot Q_a + \Phi_3 \cdot \beta \cdot M_a) =$$

$$= \frac{1,96 \cdot 10^5 \cdot 9623 \cdot 0,015}{12 \cdot 279 \cdot 333,3} (2,832 \cdot 843,6 + 4,527 \cdot 0,011 \cdot (-20002)) =$$

$$= 25420 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Расчет усилий в кожухе

- усилие, распределенное по периметру кожуха, рассчитывается по формуле 27 [15]:

$$Q_K = \frac{a}{2} \cdot p_m - Q_n = \frac{300}{2} \cdot 0,517 - 784,58 = -707 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

- изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха, рассчитывается по формуле 28 [15]:

$$M_K = \frac{K_1}{\rho \cdot K_\phi \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q_n - T_3 \cdot \beta \cdot M_n) - \frac{p_m}{2 \cdot \beta_1^2} =$$

$$\frac{3,788 \cdot 10^5}{4,287 \cdot 9,7 \cdot 10^6 \cdot 0,015} \cdot (6,246 \cdot 683,9 - 6,774 \cdot 0,015 \cdot (-65060)) - \frac{0,261}{2 \cdot 0,027^2} =$$

$$= -135 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}}.$$

- суммарная осевая сила, действующая на кожух, определяется по формуле 29 [15]:

$$F = \pi \cdot D \cdot Q_K = 3,14 \cdot 600 \cdot (-606) = -1,143 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Проверка устойчивости при сжатии

Допускаемое осевое сжимающее усилие [27]:

$$[F] = \frac{[F]_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{II}}{[F]_E}\right)^2}} = \frac{2,21}{\sqrt{1 + \left(\frac{2,21}{257,2}\right)^2}} = 2,17 \text{ МН},$$

где,

$$[F]_{II} = \pi \cdot (D + s - c) \cdot (s - c) \cdot [\sigma_{16ГС}^P] =$$

- допускаемое осевое сжимающее

$$= 3,14 \cdot (600 + 8 - 1,1) \cdot (8 - 1,1) \cdot 168,3 = 2,21 \text{ МН},$$

усилие из условия прочности,

$$[F]_E = \frac{\pi \cdot (D + s - c) \cdot (s - c) \cdot E}{n_y} \left(\frac{\pi}{\lambda}\right) =$$

- допускаемое осевое

$$= \frac{3,14 \cdot (600 + 8 - 1,1) \cdot (8 - 1,1) \cdot 1,9 \cdot 10^5}{1,1} \left(\frac{3,14}{9,33}\right) = 257,2 \text{ МН}$$

сжимающее усилие при $\frac{l}{D} < 10$,

где

$$\lambda = \frac{2,83 \cdot l_{IP}}{D + s - c} = \frac{2,83 \cdot 2000}{600 + 8 - 1,1} = 9,33$$

Проверяем устойчивость

$$\frac{|F|}{[F]} < 1$$

$$\frac{|-1,143|}{[2,21]} = 0,517 < 1$$

Условие соблюдается

Расчетные напряжения в элементах конструкции

Принимаем трубную решетку, сваренную во фланец. Расчетная схема приведена на рисунке 5.7.

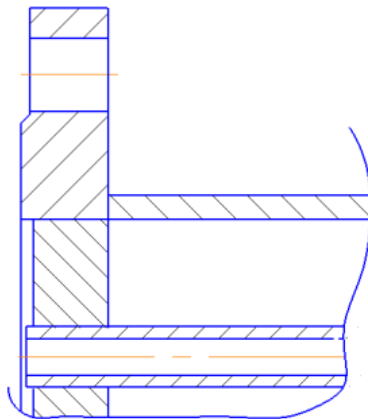


Рисунок 5.7 – Расчетная схема трубной решетки

Ширина тарелки фланца кожуха равна:

$$b_1 = \frac{D_H - D}{2} = \frac{840 - 600}{2} = 120 \text{ мм.}$$

Принимаем толщину решетки в зоне кольцевой канавки равной толщине трубной решетки: $s_{1p} = 50$ мм.

Напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом рассчитываются по формулам 30 и 31 [15]:

- изгибные напряжения:

$$\sigma_{p1} = \frac{6 \cdot |M_n|}{(s_{1p} - c)^2} = \frac{6 \cdot |-36500 \cdot 10^4|}{(50 - 1,1)^2} = 91,2 \text{ МПа.}$$

- касательные напряжения:

$$\tau_{p1} = \frac{|Q_n|}{(s_{1p} - c)^2} = \frac{|784,58|}{(50 - 1,1)^2} = 16 \text{ МПа.}$$

Коэффициент для определения максимального изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки рассчитывается по формуле 35 [15]:

$$m_A = \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} = \frac{0,011 \cdot (-20002)}{843,6} = -0,249.$$

Коэффициент A определяется по приложению Г [15] в зависимости от ω и m_A :

$$A = 0,312.$$

Так как $-1 \leq m_A \leq 1$, то максимальный расчетный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки рассчитывается по формуле 34 [15]:

$$M_{\max} = A \frac{|Q_a|}{\beta} = 0,312 \frac{|843,6|}{0,011} = 25505 \frac{H \cdot \text{мм}}{\text{мм}}.$$

Проверка условия прочности на изгибающий момент:

$$\frac{|M_a|}{M_{\max}} = \frac{|-20002|}{25505} = 0,78 < 1$$

Условие прочности выполняется

Напряжения в перфорированной части трубной решетки рассчитываются по формулам 32 и 33 [15]:

- изгибные напряжения:

$$\sigma_{P2} = \frac{6 \cdot M_{\max}}{\varphi_p (s_{1p} - c)^2} = \frac{6 \cdot 25505}{0,197(50 - 1,1)^2} = 318 \text{ МПа}.$$

- касательные напряжения:

$$\tau_{P2} = \frac{|Q_a|}{\varphi_p (s_{1p} - c)} = \frac{|843,6|}{0,197(50 - 1,1)} = 87,4 \text{ МПа}.$$

Напряжения в кожухе в меридиональном направлении в месте присоединения к решетке рассчитываются по формулам 38 и 39 [15]:

- мембранные напряжения:

$$\sigma_{Mx} = \frac{|Q_K|}{(s_1 - c)} = \frac{|-707|}{(8 - 1,1)} = 102 \text{ МПа}.$$

- изгибные напряжения:

$$\sigma_{ux} = \frac{6 |M_K|}{(s_1 - c)^2} = \frac{6 |-135|}{(8 - 1,1)^2} = 17 \text{ МПа}.$$

Напряжения в кожухе в окружном направлении в месте присоединения к решетке рассчитываются по формулам 40 и 41 [15]:

- мембранные напряжения:

$$\sigma_{M\varphi} = \frac{|p_m| \cdot a}{(s_1 - c)} = \frac{300 |1,45|}{(8 - 1,1)^2} = 62,14 \text{ МПа}.$$

- изгибные напряжения:

$$\sigma_{u\varphi} = 0,3 \cdot \sigma_{ux} = 0,3 \cdot 17 = 5,1 \text{ МПа}.$$

Напряжения в трубах в осевом направлении рассчитываются по формулам 42 и 43 [15]:

$$\sigma_{1m} = \frac{|N_T|}{\pi \cdot (d_m - s_m) s_m} = \frac{|13600|}{3,14 \cdot (25 - 2) 2} = 127 \text{ МПа.}$$

- суммарные напряжения:

$$\sigma_{2m} = \frac{(d_T - s_T) \cdot P_M}{2 \cdot s_T} = \frac{(25 - 2) \cdot 1,5}{2 \cdot 25} = 130 \text{ МПа.}$$

Проверка прочности трубных решеток

Допускаемое напряжение для материала решетки 16ГС при температуре 170 °С определяем по таблице А.3 [7]:

$$\sigma_{dp} = 168,6 \text{ МПа.}$$

Проверка условия статической прочности трубных решеток:

$$\frac{\max(\tau_{P1}, \tau_{P2})}{0,8 \cdot \sigma_{DP}} < 1.$$

$$\frac{87,4}{0,8 \cdot 168,3} = 0,65 < 1.$$

Условие прочности выполняется

По таблице 2 [15] принимаем допустимую величину прогиба трубной решетки равной [W] = 0.7 мм.

$$W = \frac{1,2}{K_y \cdot a_1} \cdot |T_1 \cdot Q_n + T_2 \cdot \beta \cdot M_n| =$$

$$\frac{1,2}{12 \cdot 279} \cdot |6,328 \cdot 784,6 + 3,707 \cdot 0,011 \cdot (-36500)| = 0,58$$

$$0,58 < 0,7$$

Проверка условия статической прочности труб:

$$\frac{\max(\sigma_{1t}, \sigma_{2t})}{\sigma_{DT}} < 1.$$

$$\frac{130}{168,3} = 0,9 < 1.$$

5.9 Подбор и расчет стандартной опоры аппарата

Целью расчета является подбор седловых опор на основе рассчитанной максимальной массы теплообменника, а также проверка несущей способности корпуса аппарата от воздействия опорной нагрузки от веса аппарата.

Для подбора опор необходимо определить максимальную массу аппарата, достигаемую при полном заполнении аппарата, которое происходит при гидроиспытаниях водой с плотностью 1000 кг/м³.

Исходные данные для расчета приведены в таблице 5.8.

Таблица 5.8 – Исходные данные для расчета

Название величины	Введенное обозначение и его значение
Плотность материала обечайки (16ГС), кг/м ³	$\rho_{об} = 7850$
Плотность материала трубок и трубных решеток (сталь 20), кг/м ³	$\rho_{тр} = 7856$
Наружный диаметр обечайки, м	$D_{нар} = 616$
Внутренний диаметр обечайки, м	$D_{вн} = 600$
Длина обечайки, м	$L = 4$
Внутренний диаметр трубки, м	$d = 0.021$
Наружный диаметр трубки, м	$d_n = 0.025$
Длина трубки, м	$l = 4$
Количество трубок	$N_{труб} = 208$
Толщина трубной решетки	$S_{тр} = 0.031$
Плотность воды, кг/м ³	$\rho_v = 1000$
Ускорение свободного падения, м/с ²	$g = 9.81$

Масса обечайки:

$$\begin{aligned}
 m_{об} &= \left[\frac{\pi \cdot ((D_H^{КП})^2 - (D_B^{КП})^2)}{4} \cdot L \right] \cdot \rho_{см16гс} = \\
 &= \left[\frac{3,14 \cdot ((0,616)^2 - (0,6)^2)}{4} \cdot 4 \right] \cdot 7850 = \\
 &= 479,5 \text{ кг}.
 \end{aligned}$$

Масса трубок:

$$\begin{aligned}
 m_{труб} &= \left[N \cdot \frac{\pi \cdot ((d_H)^2 - (d_{вн})^2)}{4} \cdot L \right] \cdot \rho_{см20} = \\
 &= \left[218 \cdot \frac{3,14 \cdot ((0,025)^2 - (0,021)^2)}{4} \cdot 4 \right] \cdot 7856 = 989,4 \text{ кг}.
 \end{aligned}$$

Масса трубных решеток:

$$\begin{aligned}
 m_{РЕШ} &= 2 \cdot \frac{\pi}{4} [D_{НАР}^2 - d_n^2 \cdot N] \cdot S_{ТР} \cdot \rho_{см16ГС} = \\
 &= 2 \cdot \frac{3,14}{4} [0,616^2 - 0,025_n^2 \cdot 208] \cdot 0,05 \cdot 7850 = 144,9 \text{ кг}.
 \end{aligned}$$

Масса днища:

$$m_{ДН} = s \cdot F \cdot \rho_{16ГС} = 0,008 \cdot 0,45 \cdot 7850 = 28,26 \text{ кг}.$$

Масса крышки:

$$m_{кр} = \frac{\pi \cdot D_{НАР}^2}{4} s \cdot \rho_{16ГС} = \frac{3,14 \cdot 0,616^2}{4} 0,008 \cdot 7850 = 18,7 \text{ кг.}$$

Общая масса аппарата составит:

$$\begin{aligned} m_{АП} &= m_{ДН} + m_{ОБ} + m_{ТР} + m_{РЕШ} + m_{КР} = \\ &= 28,26 + 479,5 + 989,4 + 144,9 + 18,7 = 1660,7 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Масса воды в аппарате составит:

$$m_{ВОД} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{ВН}^2 \cdot L \cdot \rho_B = \frac{3,14}{4} \cdot 0,6^2 \cdot 4 \cdot 1000 = 1130 \text{ кг.}$$

Массу вспомогательных устройств примем за 20% от массы аппарата:

$$m_{В.С} = 0,2 \cdot m_{ВОД} = 0,2 \cdot 1130 = 226 \text{ кг.}$$

Общая нагрузка на опоры:

$$G = (m_{АП} + m_{В.С} + m_{ВОД}) \cdot g = (1660,7 + 1130 + 226) \cdot 9,8 = 29563 \text{ Н.}$$

По полученным значениям по [19] принимаем опору 40-314 ГОСТ 26-2091-93. На рисунке 5.7 представлена расчетная схема седловой опоры, позиция 12 на рисунке 5.1.

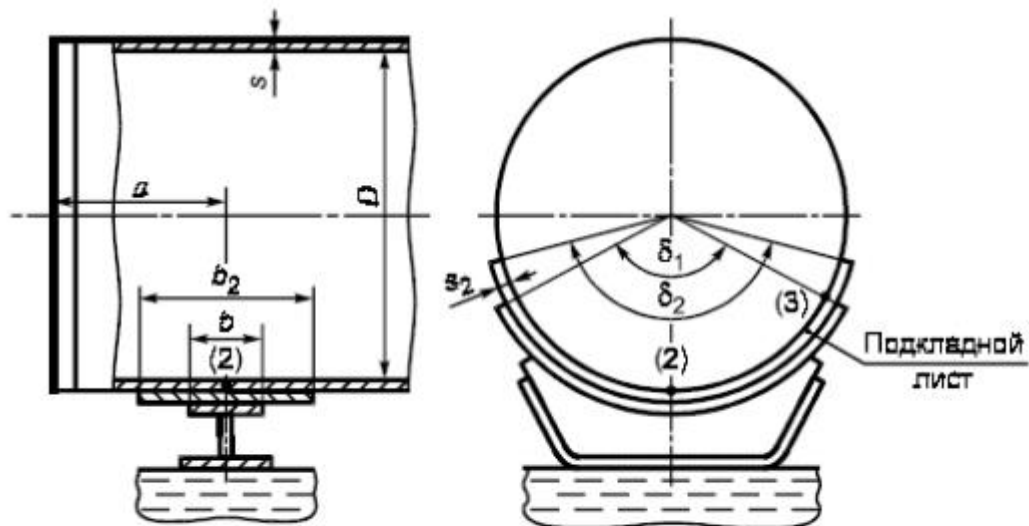


Рисунок 5.7 - Расчетная схема седловой опоры

В качестве основной расчётной схемы принимаем цилиндрический сосуд постоянного сечения, симметрично опёртый на две опоры [24]. Расчетная схема приведена на рисунке 5.8

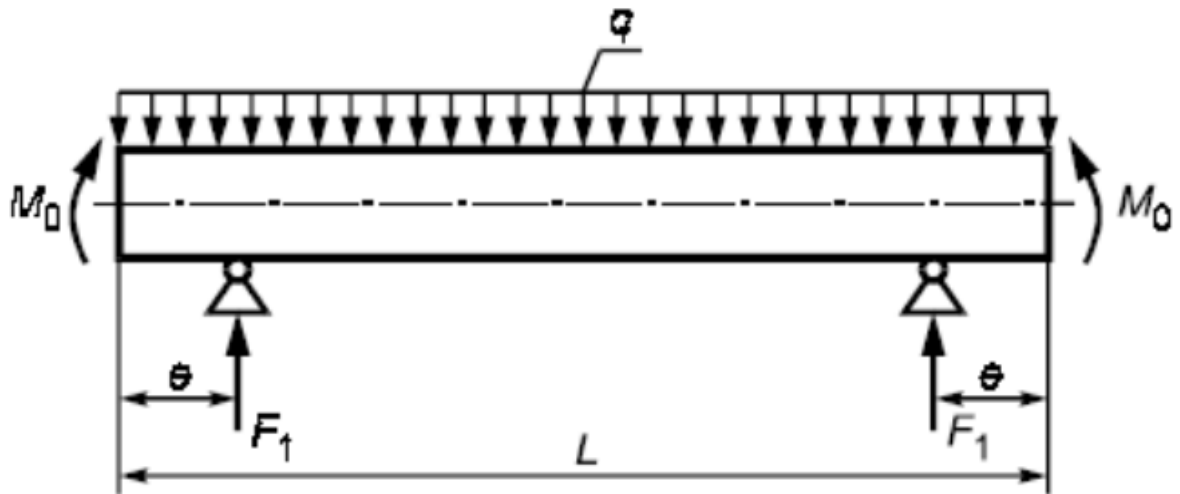


Рисунок 5.8 - Расчетная схема определения усилий

Таблица 5.9 – Исходные данные для расчета

Название величины	Введенное обозначение и его значение
Безразмерный коэффициент, учитывающий условия гидроиспытаний	$K_2 = 1.05$
Длина цилиндрической части сосуда, мм	$L = 4790$
Внутренний диаметр аппарата, мм	$D = 600$
Внутреннее избыточное давление, МПа	$P_{и} = 1,45$
Ширина седловой опоры, мм	$b = 180$
Исполнительная толщина подкладного листа, мм	$s_2 = 14$
Ширина подкладного листа, мм	$b_2 = 300$
Допускаемое напряжение при 20°C, МПа	$\sigma_{20} = 196$
Длина выступающей цилиндрической части сосуда, мм	$a = 350$
Длина свободно выступающей части эквивалентного сосуда, мм	$e = 350$
Угол охвата седловой опоры, °	$\delta_1 = 120$
Угол охвата сосуда подкладным листом, °	$\delta_2 = 140$
Вес аппарата при гидроиспытаниях, Н	$G_{ап} = 29563$
Модуль продольной упругости при 20°C, МПа	$E_{20} = 1.99 \cdot 10^5$
Сумма прибавок к расчетной толщине стенки, мм	$c = 1,5$
Толщина стенки аппарат, мм	$s = 8$

Распределенную нагрузку и изгибающий момент, действующие на обечайку (рисунок 5.8) вычисляют по формулам 28,29 [24]:

- распределенная нагрузка:

$$q = \frac{G_{АП}}{L} = \frac{29563}{4790} = 138900 \frac{H}{мм}.$$

- опорное усилие

$$F = \frac{G_{АП}}{2} = \frac{29563}{2} = 14780 \frac{H}{мм}.$$

- изгибающий момент:

$$M_0 = q \frac{D^2}{16} = 3,08 \cdot \frac{600^2}{16} = 69300 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

- момент над опорой

$$M_1 = \left| \frac{q \cdot e^2}{2} - M_0 \right| = \left| \frac{6,172 \cdot 350^2}{2} - 138900 \right| = 2,39 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

- Максимальный момент между опорами:

$$M_{12} = M_0 + F_1 \cdot \left(\frac{L}{2} - a \right) - \frac{q}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} \right)^2 = \\ 138900 + 14780 \cdot \left(\frac{4790}{2} - 350 \right) - \frac{6,172}{2} \cdot \left(\frac{4790}{2} \right)^2 = 1,1 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Поперечное усилие в сечении оболочки над опорой вычисляют по формуле 33 [24]:

$$Q_1 = \frac{L - 2 \cdot a}{L} \cdot F_1 = \frac{4790 - 2 \cdot 350}{4790} \cdot 14780 = 12620 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Проверка несущей способности обечайки в сечении между опорами

Согласно [24] примем:

$$y = \frac{D}{s} = \frac{600}{14} = 42,8, \\ x = \frac{L}{D} = \frac{4790}{600} = 7,98.$$

Определим коэффициент, учитывающий частичное заполнение жидкостью по формуле 36 [24]:

$$K_9 = \max(a_{11} - a_{12} - a_{13}, 1) = \max(1,882 - 1,338 - 0,295, 1) = 1,$$

где,

$$\begin{aligned} a_{11} &= 1,6 - 0,20924 \cdot (x-1) + 0,028702 \cdot x \cdot (x-1) + \\ &+ 0,4795 \cdot 10^{-3} y \cdot (x-1) - 0,2391 \cdot 10^{-6} y \cdot x(x-1) = \\ &= 1,6 - 0,20924 \cdot (7,98-1) + 0,028702 \cdot 7,98 \cdot (7,98-1) + \\ &+ 0,4795 \cdot 10^{-3} 42,8 \cdot (7,98-1) - 0,2391 \cdot 10^{-6} 7,98 \cdot 42,8(7,98-1) = 1,882 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_{12} &= 0,29936 \cdot 10^{-2} \cdot x^2 \cdot (x-1) - 0,85692 \cdot 10^{-6} \cdot (x-1) \cdot y^2 + \\ &+ 0,88174 \cdot 10^{-6} \cdot x^2 \cdot (x-1) \cdot y = 0,29936 \cdot 10^{-2} \cdot 7,98^2 \cdot (7,98-1) - \\ &- 0,85692 \cdot 10^{-6} \cdot (7,98-1) \cdot 42,8^2 + \\ &+ 0,88174 \cdot 10^{-6} \cdot 7,98^2 \cdot (7,98-1) \cdot 42,8 = 1,338, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_{13} &= 0,7955 \cdot 10^{-8} \cdot y^2 \cdot (x-1) \cdot x - 0,82748 \cdot 10^{-4} \cdot (x-1) \cdot x^3 + \\ &+ 0,48168 \cdot 10^{-9} \cdot (x-1) \cdot y^3 = 0,7955 \cdot 10^{-8} \cdot 42,8^2 \cdot (7,98-1) \cdot 7,98 - \\ &- 0,82748 \cdot 10^{-4} \cdot (7,98-1) \cdot 7,98^3 + \\ &+ 0,48168 \cdot 10^{-9} \cdot (7,98-1) \cdot 42,8^3 = 0,295. \end{aligned}$$

Проверка условия прочности:

$$\begin{aligned} \frac{P \cdot D}{s} + \frac{4 \cdot M_{12} \cdot K_9}{\pi \cdot D^2 \cdot s} &< \sigma_D \\ \frac{1,45 \cdot 600}{14} + \frac{4 \cdot 1,1 \cdot 10^7 \cdot 1}{3,14 \cdot 600^2 \cdot 14} &= 40,8 \text{ МПа} < 196 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Допускаемый изгибающий момент определяем по формуле 21 [24]:

$$M_D = \frac{M_{II}}{\sqrt{1 + \left(\frac{M_{II}}{M_E}\right)^2}} = \frac{6,958 \cdot 10^8}{\sqrt{1 + \left(\frac{6,958 \cdot 10^8}{1,184 \cdot 10^{10}}\right)^2}} = 6,958 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где,

M_{II} -допускаемый изгибающий момент из условия прочности:

$$\begin{aligned} M_{II} &= \frac{\pi}{4} \cdot D \cdot (D + s - c)(s - c) \cdot \sigma_{20} = \\ &= \frac{3,14}{4} \cdot 600 \cdot (600 + 14 - 1,5)(14 - 1,5) \cdot 196 = 6,958 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

M_E -допускаемый изгибающий момент из условия устойчивости определяется по формуле 23 [24]:

$$M_E = \frac{8,9 \cdot 10^{-5} \cdot E_{20}}{1,8} \cdot D^3 \cdot \left(\frac{100 \cdot s}{D}\right)^{2,5} =$$

$$= \frac{8,9 \cdot 10^{-5} \cdot 1,99 \cdot 10^5}{1,8} \cdot 600^3 \cdot \left(\frac{100 \cdot 14}{600}\right)^{2,5} = 1,184 \cdot 10^{10} \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Проверка условия устойчивости:

$$\frac{M_{12}}{M_d} = \frac{1,1 \cdot 10^7}{6,958 \cdot 10^8} = 0,015 < 1$$

Проверка несущей способности обечайки в области опорного узла. Несущая способность по рекомендации [24] проверяется в точках 2 и 3 рисунок 5.7.

Параметр, определяемый расстоянием до днища, вычисляют по формуле 39 [24]:

$$\gamma = 2,83 \cdot \frac{a}{D} \cdot \sqrt{\frac{s-c}{D}} = 2,83 \cdot \frac{350}{600} \cdot \sqrt{\frac{14-1,5}{600}} = 0,218.$$

Параметр, определяемый шириной пояса опоры, вычисляют по формуле 40 [24]:

$$\beta_1 = 0,91 \cdot \frac{b}{\sqrt{D \cdot (s-c)}} = 0,91 \cdot \frac{250}{\sqrt{600 \cdot (14-1,5)}} = 2,866.$$

Общее меридиональное мембранное напряжение изгиба, действующее в области опорного узла, вычисляют по формуле 41 [24]:

$$\sigma_{MX} = \frac{4 \cdot M_1}{\pi \cdot D^2 \cdot (s-c)} = \frac{4 \cdot 2,39 \cdot 10^5}{314 \cdot 600^2 \cdot (14-1,5)} = 0,081 \text{ МПа}.$$

Определим коэффициенты, учитывающие влияние ширины пояса опоры по [24]:

$$K_{10} = \max\left(\frac{e^{-\beta_1} \cdot \sin(\beta_1)}{\beta_1}, 0,25\right) = \max\left(\frac{e^{-2,866} \cdot \sin(2,866)}{2,866}, 0,25\right) = 0,25.$$

$$K_{11} = \frac{1 - e^{-\beta_1} \cdot (\beta_1)}{\beta_1} = \frac{1 - e^{-2,866} \cdot (2,866)}{2,866} = 0,349.$$

$$K_{17} = \frac{1}{1 + 0,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{s-c} \cdot \frac{b_2}{D} \delta_2}} = \frac{1}{1 + 0,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{600}{14-1,5} \cdot \frac{350}{600} \cdot 2,442}} = 0,262.$$

Определим коэффициенты, учитывающие влияние угла охвата по [24]:

$$K_{12} = \frac{1,15 - 0,1432 \cdot \delta_2}{\sin(0,5 \cdot \delta_2)} = \frac{1,15 - 0,1432 \cdot 2,442}{\sin(0,5 \cdot 2,442)} = 0,852 .$$

$$K_{13} = \frac{\max(1,7 - \frac{2,1 \cdot \delta_2}{3,14}, 0)}{\sin(0,5 \cdot \delta_2)} = \frac{\max(1,7 - \frac{2,1 \cdot 2,442}{3,14}, 0)}{\sin(0,5 \cdot 2,442)} = 0,072 .$$

$$K_{14} = \frac{(1,45 - 0,43 \cdot \delta_2)}{\sin(0,5 \cdot \delta_2)} = \frac{(1,45 - 0,43 \cdot 2,442)}{\sin(0,5 \cdot 2,442)} = 0,426 .$$

Определим коэффициенты, учитывающие влияние расстояния до днища по [24]:

$$K_{15} = \min(1, \frac{0,8 \cdot \sqrt{\gamma} + 6 \cdot \gamma}{\delta_2}) = \min(1, \frac{0,8 \cdot \sqrt{0,218} + 6 \cdot 0,218}{2,442}) = 0,69 .$$

$$K_{16} = 1 - \frac{0,65 + 6 \cdot \gamma}{1 + (6 \cdot \gamma)^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{3 \cdot \delta_2}} = 1 - \frac{0,65 + 6 \cdot 0,218}{1 + (6 \cdot 0,218)^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{3 \cdot 2,442}} = 0,843 .$$

По таблице 1 [24] определим безразмерные коэффициенты:

$$v_{12} = \frac{-0,23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} = \frac{-0,23 \cdot 0,072 \cdot 0,69}{0,852 \cdot 0,25} = -0,054 .$$

$$v_{13} = \frac{-0,53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0,5 \cdot \delta_2)} = \frac{-0,53 \cdot 0,349}{0,426 \cdot 0,843 \cdot 0,262 \cdot \sin(0,5 \cdot 2,442)} = -2,095 .$$

$$v_{212} = -\sigma_{MX} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_{20}} = -0,083 \cdot \frac{1}{1,05 \cdot 196} = -3,914 \cdot 10^{-4} .$$

$$v_{222} = (\frac{P_H}{4 \cdot (s - c)} - \sigma_{MX}) \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_{20}} = (\frac{1,45}{4 \cdot (14 - 1,5)} - 0,083) \cdot \frac{1}{1,05 \cdot 196} = 0,1 .$$

$$v_{223} = (\frac{P_H \cdot D}{2 \cdot (s - c)}) \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_{20}} = (\frac{1,45 \cdot 600}{2 \cdot (14 - 1,5)}) \cdot \frac{1}{1,05 \cdot 196} = 0,201 .$$

$$K_{112} = \frac{1 - v_{212}^2}{(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{212}) + \sqrt{(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{212})^2 + (1 - v_{212}^2) \cdot v_{12}^2}} =$$

$$\frac{1 - (-3,914 \cdot 10^{-4})^2}{(\frac{1}{3} + (-0,054) \cdot (-3,914 \cdot 10^{-4})) + \sqrt{(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot (-3,914 \cdot 10^{-4}))^2 + (1 - (-3,914 \cdot 10^{-4})^2) \cdot (-0,054)^2}} = 1,49 .$$

$$K_{122} = \frac{1 - v_{213}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{213}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{213}\right)^2 + (1 - v_{213}^2) \cdot v_{13}^2}} =$$

$$\frac{1 - (0)^2}{\left(\frac{1}{3} + (-2,095) \cdot (0)\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + (-2,095) \cdot (0)\right)^2 + (1 - (0)^2) \cdot (-0,054)^2}} = 0,407.$$

$$K_{113} = \frac{1 - v_{222}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{222}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{222}\right)^2 + (1 - v_{222}^2) \cdot v_{12}^2}} =$$

$$\frac{1 - (0,1)^2}{\left(\frac{1}{3} + (-0,054) \cdot (0,1)\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + (-0,054) \cdot (0,1)\right)^2 + (1 - (0,1)^2) \cdot (-0,054)^2}} = 1,5.$$

$$K_{123} = \frac{1 - v_{223}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{223}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{223}\right)^2 + (1 - v_{223}^2) \cdot v_{13}^2}} =$$

$$\frac{1 - (0,201)^2}{\left(\frac{1}{3} + (-2,095) \cdot (0,201)\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + (-2,095) \cdot (0,201)\right)^2 + (1 - (0,201)^2) \cdot (-2,095)^2}} = 0,488.$$

Определим безразмерные коэффициенты для определения предельного напряжения изгиба:

$$K_{1,2} = \min(K_{112}, K_{122}) = 0,407,$$

$$K_{1,3} = \min(K_{113}, K_{123}) = 0,488.$$

Предельное напряжение изгиба для 2 и 3 точки соответственно определяется по формуле 1 [24]:

$$\sigma_2 = K_{1,2} \cdot K_2 \cdot \sigma_{20} = 0,407 \cdot 1,05 \cdot 196 = 83,8 \text{ МПа},$$

$$\sigma_3 = K_{1,3} \cdot K_2 \cdot \sigma_{20} = 0,488 \cdot 1,05 \cdot 196 = 100,4 \text{ МПа}.$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в меридиональном направлении определяется по формуле 43 [24]:

$$F_{Д2} = \frac{0,7 \cdot \sigma_2 \cdot \sqrt{D(s-c)} \cdot (s-c)}{K_{10} \cdot K_{12}} = \frac{0,7 \cdot 83,8 \cdot \sqrt{600(14-1,5)} \cdot (14-1,5)}{0,25 \cdot 0,852} = 229600 \text{ Н}.$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении определяется по формуле 44 [24]:

$$F_{Д3} = \frac{0,7 \cdot \sigma_3 \cdot \sqrt{D(s-c)} \cdot (s-c)}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17}} =$$

$$= \frac{0,7 \cdot 100,4 \cdot \sqrt{600(14-1,5)} \cdot (14-1,5)}{0,426 \cdot 0,262 \cdot 0,843} = 802000 \text{ Н}.$$

Проверка условия прочности:

$$F_1 < \min(F_{д2}, F_{д3})$$

$$14780 < 229600$$

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры, определяется по формуле 46 [24]:

$$F_e = F_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D}{s-c}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} = 14780 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot \sqrt{\frac{600}{14-1,5}} \cdot 0,072 \cdot 0,69 = 4358 \text{ Н.}$$

Допускаемое осевое растягивающее усилие определяем по формуле 13 [24]:

$$F_d = \pi \cdot (D + s - c)(s - c) \cdot \sigma_{20} \cdot \varphi =$$
$$3,14 \cdot (600 + 14 - 1,5)(14 - 1,5) \cdot 196 \cdot 1 = 4,7 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Проверка условия устойчивости:

$$\frac{M_1}{M_d} + \frac{F_e}{F_d} < 1$$
$$\frac{2,39 \cdot 10^5}{6,958 \cdot 10^8} + \frac{4358}{4,7 \cdot 10^6} < 1$$

Выводы по расчету:

По расчетам, произведенным в данном подпункте, можно сделать вывод о том, что седловые опоры, подобранные выше, не оказывают на обечайку аппарата воздействий, которые могли бы привести к потере прочности и устойчивости.

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
З-4Г61	Фёдоров Евгений Андреевич

Инженерная школа энергетики		Научно-образовательный центр Н.М Кижнера	
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Должностной оклад инженера по тарифной ставке Должностной оклад руководителя по тарифной ставке
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	Норма амортизации основных фондов 33,3% Районный коэффициент 1,3
3. Социальные отчисления	Социальные отчисления 30% от ФЗП

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Анализ конкурентных технических решений;
2. Планирование и формирование бюджета научных исследований	Планирование работ; Разработка диаграммы Ганта; Формирование сметы затрат на исследование.
3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Описание потенциального эффекта

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Оценочная карта для сравнения производителей котлоагрегатов с учетом корректировки
2. Диаграмма Ганта проведения исследования
3. Бюджет затрат на исследование

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	01.03.2021
--	------------

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОСГН ШБИП	Трубченко Татьяна Григорьевна	Кандидат экономических наук, доцент		01.03.2021

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
З-4Г61	Фёдоров Евгений Андреевич		01.03.21

6 ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

Для создания и поддержания температурного режима на технологических объектах в энергетике, в химической, металлургической, нефтегазовой, пищевой и других отраслях промышленности, необходимо осуществлять подвод или отвод тепловой энергии от рабочей среды. Эту функцию выполняет теплообменное оборудование.

Теплообменники отличаются по своей эффективности, по условиям ремонта, по надежности, по удобству чистки трубного пространства.

Поэтому в данной работе проводится проектирование кожухотрубного воздухоохладителя.

Цель данной работы – проектирование теплообменного аппарата цеха сжатого воздуха с целью установки на предприятии ФКП «Анозит», с точки зрения финансового менеджмента и ресурсоэффективности. Для достижения цели необходимо выполнить следующие задачи: анализ конкурентоспособности производителей на базе которых будет спроектирован теплообменник, планирование работ в рамках разрабатываемого проекта, а также расчет бюджета проекта.

6.1 SWOT анализ

SWOT представляет собой комплексный анализ инженерного проекта.

Проект подразумевает проектирование воздушного охладителя. Поэтому SWOT анализ даст четкое представление необходимости в проектировании предприятию. Матрица SWOT представлена в таблице 6.1.

После построения матрицы SWOT необходимо выявить соответствие слабых и сильных сторон проекта внешним условиям.

Поэтому на данном этапе нужно построить интерактивную матрицу проекта. Она поможет разобраться с различными комбинациями. Интерактивные матрицы проекта представлены в таблицах 6.2-6.5

Таблица 6.1 – матрица SWOT

Сильные стороны научно-исследовательского проекта: С1. Собственная конструкция теплообменника С2. Возможность установки С3. Простота эксплуатации С4. Участие в консалтинге НИТПУ	Слабые стороны научно-исследовательского проекта: Сл1. Возможны проблемы в обслуживании Сл2. Не рассмотрены другие варианты теплообменников Сл3. Долгий ввод в эксплуатацию Сл4. Дополнительные затраты
Возможности: В1. Использование инновационной инфраструктуры ТПУ В2. Возможность улучшить современные теплообменники В3. Возможность создания производства теплообменников В4. Сокращение издержек за счет сокращения технологических потерь	Угрозы: У1. Отсутствие данных о возможных проблемах в эксплуатации У2. Возможна погрешность в расчетах У3. Ограничения со стороны получения разрешительных документов

Таблица 6.4- Интерактивная матрица проекта Силы- угрозы

Сильные стороны проекта					
Возможности проекта		С1	С2	С3	С4
	У1	-	-	-	-
	У2	+	+	-	-
	У3	+	-	-	-

Итоговая матрица SWOT-анализа приведена в таблице 6.6

В результате выполнения SWOT-анализа можно сделать вывод о том, что проект имеет следующие преимущества: дополнительный отпуск электроэнергии, уменьшение издержек, связанных с консервацией турбины, реконструкция достаточно проста. Несмотря на преимущества, есть и слабые стороны проекта: возможные проблемы в обслуживании, дополнительные капиталовложения. Слабые стороны можно решить повышением квалификации персонала и привлечением инвесторов со стороны.

Таблица 6.5- Интерактивная матрица проекта Слабые стороны- угрозы

Возможности проекта		Сл1	Сл2	Сл3	Сл4
	У1	+	-	+	+
	У2	-	-	-	-
	У3	-	-	-	-

Таблица 6.6-Итоговая матрица SWOT анализа

	Сильные стороны научно-исследовательского проекта: С1. Собственная конструкция теплообменника С2. Возможность установки С3. Простота эксплуатации С4. Участие в консалтинге НИТПУ	Слабые стороны научно-исследовательского проекта: Сл1. Возможны проблемы в обслуживании Сл2. Не рассмотрены другие варианты теплообменников Сл3. Долгий ввод в эксплуатацию Сл4. Дополнительные затраты
Возможности: В1. Использование инновационной инфраструктуры ТПУ В2. Возможность улучшить современные теплообменники В3. Возможность создания производства теплообменников В4. Сокращение издержек за счет сокращения технологических потерь	Завод при проектировании и внедрении может использовать результаты исследования. Конструкция теплообменника довольно простая.	Как таковые проблемы в обслуживании будут решены оперативным персоналом. На базе завода можно создать собственное производство таких теплообменников.
Угрозы: У1. Отсутствие данных о возможных проблемах в эксплуатации У2. Возможна погрешность в расчетах У3. Ограничения со стороны получения разрешительных документов	Такие конструкции давно в России. Поэтому как таковых проблем не возникнет. Расчеты сделаны таким образом, что в случае нестыковки легко переделываются.	Проблемы лицензирования решаются, путем четкого следования стандартам и ГОСТам

6.2 Анализ конкурентных технических решений

Так как теплообменник проектируется на базе существующих, то для анализа конкурентных технических решений рассмотрим четыре производителя кожухотрубчатых воздухоохладителей. Оценочные карты для сравнения конкурентных преимуществ представлены в таблице 6.7, 6.8.

Таблица 6.7- Оценочная карта для сравнения конкурентных особенностей производителей паровых котлов

Производитель	Процент КПД	Ремнт.приг.	Качество материала	Простота обслуживания	Цена	Надёжность	Сумма
ОАО «ВНИИНЕФТЕМАШ»	8	6	9	8	5	9	45
ООО «Курганхиммаш»	8	8	9	8	7	9	49
АО «Промхолод»	8	6	8	9	6	7	44
Alfa Laval	8	8	9	8	7	8	48
Важность (b_i)	4	4	5	4	3	5	25
Вес (W_i)	0,160	0,160	0,200	0,160	0,120	0,200	1

Таблица 6.8- Оценочная карта для сравнения конкурентных особенностей производителей паровых котлов с учетом корректировки

Производитель	Процент КПД	Ремнт.приг.	Качество материала	Экологичность	Цена	Надёжность	Сумма
ОАО «ВНИИНЕФТЕМАШ»	1,28	0,96	1,80	1,28	0,60	1,80	7,72
ООО «Курганхиммаш»	1,28	1,28	1,80	1,28	0,84	1,80	8,28
АО «Промхолод»	1,28	0,96	1,60	1,44	0,72	1,40	7,40
Alfa Laval	1,28	1,28	1,80	1,28	0,84	1,60	8,08

Анализ по оценочной карте показал, что наиболее предпочтительным кожухотрубчатый теплообменником является воздухоохладитель фирмы ООО «Курганхиммаш». Главными критериями выбора были надежность. Также теплообменники этой фирмы просты в обслуживании за счет удобной компоновки трубного пучка. Материалы у всех теплообменников практически одинаковы, но по цене компания ООО «Курганхиммаш» выигрывает.

6.3 Планирование научно-исследовательских работ

Все этапы разработки должны быть упорядочены во времени. Необходимо определить последовательность работ, являющуюся наиболее рациональной с точки зрения минимальных затрат времени на осуществление всего комплекса работ.

Планирование работы заключается в следующем: составление перечня работ, необходимых для достижения поставленной задачи; определение участников работы; установление продолжительности работы в рабочих днях; построение линейного или сетевого графика и его оптимизации [19].

Для реализации работы над НИР вся работа должна быть поделена на временные отрезки. Должна быть осуществлена примерная оценка максимального времени работы над задачей и минимальное время.

Для небольших работ целесообразно применять линейный график. Для определения ожидаемого значения продолжительности работы применяют формулу, основанную на использовании двух оценок:

$$t_{ож} = \frac{(3 \cdot t_{\min} + 2 \cdot t_{\max})}{5},$$

где t_{\min} - время, необходимое для выполнения работы при неблагоприятных условиях;

t_{\max} - время, необходимое для выполнения работы при благоприятных условиях.

Пример для постановки задачи:

$$t_{ож} = \frac{(3 \cdot t_{\min} + 2 \cdot t_{\max})}{5} = \frac{(3 \cdot 1 + 2 \cdot 1)}{5} = 1 \quad (6.1)$$

Коэффициент календарности определяется (для шестидневной рабочей недели) по следующей формуле:

$$K_{КАЛ} = \frac{T_{КАЛ}}{(T_{КАЛ} - T_{ВЫХ} - T_{ПР})} = \frac{365}{(365 - 66)} = 1,22$$

Перечень работ, исполнители, а также оценка трудоемкости отдельных видов работ приводится в таблице 6.3.

Таблица 6.9 - Трудоемкость работ

Наименование работы	Исполнители работы	Трудоемкость работ,			Длительность работ, дни	
		tmin	tmax	toж	Тр	Тк
Составление и получение задания	Научный руководитель	1	1	1	1	1
	Инженер	1	1	1	1	1
Обзор и анализ литературы по теме	Инженер	5	7	6	6	7
Тепловой расчет теплообменника	Инженер	5	10	7	7	9
Конструктивный расчет	Инженер	5	10	7	7	9
Механический расчет	Инженер	5	8	6	6	7
Анализ надежности ВО	Научный руководитель	2	3	2	2	2
	Инженер	6	10	8	8	10
Техническое описание расчетов	Инженер	7	12	9	9	11
Доработка проекта	Инженер	5	10	7	7	9
Обработка результатов	Инженер	5	10	7	7	9
Анализ результатов	Инженер	6	10	8	8	10
	Научный руководитель	3	5	4	4	5
Оформление результатов расчета	Инженер	5	8	6	6	7
	Итого:	61	105	79	79	97

Для иллюстрации плана графика работ по исследованию построим диаграмму Ганта

Диаграмма Ганта проекта представлена на рисунке 6.1



Рисунок 6.1 – Диаграмма Ганта

Из диаграммы Ганта видно, что общее время работы над исследованием занимает 97 календарных дней, а само исследование поделено на 12 задач. При получении задания 1.03.2021 инженер выполнит полностью исследование к 6.06.2021.

6.4 Бюджет научно-технического исследования

6.4.1 Расчет материальных затрат научно-технического исследования

Для написания ВКР были приобретены бумага и канцелярские товары.

Стоимость всей канцелярии составляет 3700 рублей.

6.4.2 Амортизация основных средств

При выполнении исследования использовался компьютер поэтому в затратах на исследование необходимо учесть его амортизацию за время использования. Расчет амортизации ведем линейным способом.

Первоначальная стоимость ПК 50000 рублей;

Срок полезного использования для машин офисных код 330.28.23.23 составляет 2-3 года. Тогда норма амортизации составит:

$$A_n = \frac{1}{n} \cdot 100\% = 33,3\% \quad (6.2)$$

Годовые амортизационные отчисления:

$$I_{AM}^{OCH} = \frac{T_{КАЛ}}{T_{КАЛ.ГОД}} A_n \cdot C_{КОМП} = \frac{97}{365} \cdot 0,333 \cdot 50000 = 4424,8 \text{ руб.} \quad (6.3)$$

Где,

$T_{КАЛ} = 97$ дней -число календарных дней работы над исследованием.

$T_{КАЛ.ГОД} = 365$ - действительный годовой фонд календарного времени.

6.4.3 Расчет основной заработной платы исполнителей темы

Расчет заработной платы производится на основании перечня работ и трудоемкости работ. Баланс рабочего времени для 6 дневной рабочей недели представлен в таблице 6.10. Расчет зарплаты представлен в таблице 6.11.

Таблица 6.10- Баланс рабочего времени (для 6-дневной недели)

Показатели рабочего времени	Дни
Календарные дни	365
Нерабочие дни (праздники/выходные)	66
Потери рабочего времени (отпуск/невыходы по болезни)	56
Действительный годовой фонд рабочего времени	243

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле (для инженера)

$$З_{дн} = \frac{З_{М(ИНЖЕНЕР)} \cdot М}{F_{д}} = \frac{21760 \cdot 10,4}{243} = 931,3 \text{ руб.} \quad (6.4)$$

Где,

$З_{М(ИНЖЕНЕР)} = 21760$ руб. оклад инженера;

$М = 10,4$ мес – количество месяцев работы без отпуска в течение года;

$F_{д} = 243$ дня- годовой фонд рабочего времени;

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$З_{дн} = \frac{З_{М(РУКОВОДИТЕЛЬ)} \cdot М}{F_{д}} = \frac{29440 \cdot 10,4}{243} = 1260 \text{ руб.} \quad (6.5)$$

Где,

$З_{М(РУКОВОДИТЕЛЬ)} = 29440$ руб. – оклад руководителя (для доцента);

Затраты на заработную плату:

$$З_{П} = З_{ОСН} + З_{ДОП}$$

$З_{ОСН}$ – основная заработная плата, руб.

$З_{ДОП}$ – дополнительная заработная плата, руб.

Заработная плата основная:

$$З_{\text{осн}} = З_{\text{дн}} \cdot Т_{\text{р}} \cdot (1 + К_{\text{пр}} + К_{\text{д}}) \cdot К_{\text{р}}$$

$З_{\text{дн}}$ – среднедневная заработная плата, руб.

$К_{\text{пр}}$ – премиальный коэффициент (0,3- 0);

$К_{\text{д}}$ – коэффициент доплат и надбавок (0,2-0,5);

$К_{\text{р}}$ – районный коэффициент (для Томска 1,3);

$К_{\text{р}}$ – продолжительность работ, выполняемых работником, раб. дни

Таблица 6.11 – Расчет основной заработной платы

Исполнители	Здн, руб.	Кпр	Кд	Кр	Тр	Зосн
Инженер	931,3	0,1	0,2	1,3	72	113319,6
Научный руководитель	1260,0	0,3	0,3	1,3	7	18345,4
Итого:						131665

Дополнительная заработная плата исполнителей темы

$$З_{\text{доп}} = 0,1 \cdot З_{\text{осн}} = 0,1 \cdot 131665 = 13166,5 \text{ руб} \quad (4.5)$$

Затраты на заработную плату

$$З_{\text{п}} = З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}} = 131665 + 13166,5 = 144831,5 \text{ руб} \quad (4.6)$$

6.4.4 Страховые отчисления

Данная статья отражает обязательные отчисления по установленным законодательным нормам органам государственного социального страхования, пенсионного фонда, государственного фонда занятости и медицинского страхования.

Затраты на социальные нужды рассчитываются как доля (30%) от затрат на оплату труда:

$$И_{\text{соц}} = 0,3 \cdot З_{\text{п}} = 0,3 \cdot 144831,5 = 43449,4 \text{ руб} \quad (6.7)$$

6.4.5 Накладные расходы

При выполнении данного исследования учитывают прочие затраты, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать и ксерокопирование материалов исследования, оплата услуг связи, электроэнергии, почтовые и телеграфные расходы, размножение материалов и т.д. Их величина определяется по следующей формуле:

$$\begin{aligned}
 I_{\text{НАК}} &= 0,16 \cdot (I_{\text{МАТ}} + Z_{\text{П}} + I_{\text{СОЦ}} + I_{\text{АМ}}) = \\
 &= 0,16 \cdot (3700 + 144831,5 + 43449,4 + 4424,8) = 31424,9 \text{ руб.}
 \end{aligned}
 \tag{6.8}$$

Смета затрат на исследование представлена в таблице 6.12

Таблица 6.12- Смета затрат на исследование

Наименование	Сумма, руб.	Удельный вес, %
Материальные затраты	3700,0	1,62%
Затраты на основную заработную плату	131665,0	57,79%
Затраты на дополнительную заработную плату	13166,5	5,78%
Амортизация основных средств	4424,8	1,94%
Страховые взносы	43449,4	19,07%
Накладные расходы	31424,9	13,79%
Общий бюджет	227830,7	100%

В ходе планирования работы выявлено, что общая работа над проектом займет 97 календарных дней из них 79 рабочих, из которых 72 дня работал инженер и 7 дней работал руководитель. Общий бюджет проектирования составил 227830,7 руб.

Выводы по разделу.

1. При оценке коммерческого потенциала и научных исследований с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения были установлены потенциальные потребители результатов исследования, коими являются: кафедра тепловых и атомных станций
2. При анализе конкурентных технических решений теплообменников был выбран воздухоохладитель производителя «ООО «Курганхиммаш»». Главными критериями выбора были надежность. Также теплообменники этой фирмы просты в обслуживании за счет удобной компоновки трубного пучка. Материалы у всех теплообменников практически одинаковы, но по цене компания ООО «Курганхиммаш» выигрывает.
3. Общее время работы над исследованием занимает 97 календарных дней, а само исследование поделено на 12 задач. При получении задания 1.03.2021 инженер выполнит полностью исследование к 6.06.2021.
4. При планировании бюджета НТИ обеспечено полное и достоверное отражение всех видов расходов, связанных с его выполнением, что составило 227830,7 руб.
5. Амортизационные отчисления составили 4424,8 руб. ПК: первоначальная стоимость 50000 рублей; срок полезного использования для машин офисных код 330.28.23.23 составляет 2-3 года, берем 3 года;
6. Расходы по заработной плате определены по трудоемкости выполняемой работы и действующей системы окладов и тарифных ставок и составили: заработная плата руководителя -18345,4 руб., заработная плата инженера 113319,6 руб.
7. Большую долю всех затрат из бюджета научно-технического исследования составляют заработные платы инженера и руководителя. Накладные расходы составили- 31424,9 руб. и отчисления во внебюджетные фонды- 43449,4 руб.
8. В результате SWOT анализа было определено, что в результате проектирования теплообменника, сократит технологические издержки.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
3-4Г61	Фёдоров Евгений Андреевич

Школа	Инженерная школа новых производственных технологий	Отделение (НОЦ)	Отделение Н.М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавриат	Направление/специальность	18.03.01 «Химическая технология»

Тема ВКР:

Проектирование теплообменного аппарата цеха сжатого воздуха с целью импортозамещения	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	<p>Объект исследования: кожухотрубный теплообменник</p> <p>Область применения: производство, химическая, промышленность</p>
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: <ul style="list-style-type: none"> — специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; — организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны. 	<ul style="list-style-type: none"> — Трудовой кодекс Российской Федерации N 197-ФЗ — Федеральный закон "О специальной оценке условий труда" N 426-ФЗ — ГОСТ 12.2.003-78 «Система стандартов безопасности труда. Общие эргономические требования»; — ГОСТ 12.2.049-80 «Система

	<p>стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие эргономические требования»</p>
<p>2. Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Вредные факторы: • 1.Повышенный уровень шума на рабочем месте • Пониженная температура воздушной среды • Отсутствие или недостаток естественного света • Повышенный уровень вибрации • Работа с оборудованием находящимся под давлением • Наличие электромагнитных полей промышленных частот • Пожаробезопасность • Высокая температура поверхности оборудования
<p>3. Экологическая безопасность:</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Сильное воздействие на окружающую среду отсутствует, но возможны выбросы: • В атмосферу, пары и газы при компримировании • В гидросферы, остатки охлаждающей жидкости и жидкости после охлаждения. • В литосферу , отходы образовавшиеся при поломке оборудования;

4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	Возможные ЧС: землетрясения; ураганы; лесные пожары; пожаро-взрывоопасные ситуации.
--	---

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	24.04.2021
---	-------------------

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Скачкова Лариса Александровна	-		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-4Г61	Фёдоров Евгений Андреевич		

7 Социальная ответственность

Введение

Объектом исследования данной работы является кожухотрубный теплообменник цеха по производству сжатого воздуха

Задачей данной работы является проект и расчет кожухотрубчатого теплообменника для охлаждения сжатого воздуха. Сущность данной работы заключается в импортозамещении теплообменного оборудования с целью оптимизации теплообмена и экономии средств на закупку оборудования на предприятии ФКП «Анозит».

Данный раздел выпускной квалификационной работы включает в себя, выявление и влияние опасных, вредных факторов, анализ условий труда, порядок проведения мероприятий по технике безопасности и противопожарной профилактике, меры устранения опасных условий труда.

7.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Законодательство РФ об охране труда основывается на Конституции РФ и состоит из федерального закона, других федеральных законов и иных нормативных правовых актов субъектов РФ. Среди них можно выделить федеральный закон “Об обязательном социальном страховании от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний”. Для реализации этих законов приняты Постановления Правительства РФ “О государственном надзоре и контроле за соблюдением законодательства РФ о труде и охране труда”, “О службе охраны труда”, “О Федеральной инспекции труда” и др. [1].

К работе с теплообменником допускаются лица не моложе 18 лет, имеющие соответствующую квалификацию, прошедшие медицинское освидетельствование и годные по состоянию здоровья, прошедшие вводный инструктаж и инструктаж на рабочем месте, обучение и проверку знаний по охране труда и промышленной

					ФЮРА.065112.001.ПЗ						
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дата							
Разраб.	Федоров Е.А				Социальная ответственность			Лит	Лист	Листов	
Пров.	Тихонов В.В									87	104
Консульт								НОЦ им Н.А Кижнера гр. 3-4Г61			
Н. контр.											
Рук ООП.											

безопасности, практически освоившие безопасные методы и приемы правильного обращения с механизмами, приспособлениями, инструментом.

Работник обязан соблюдать действующие в организации правила внутреннего трудового распорядка, график работы, режим труда и отдыха. Каждый работник имеет право на компенсации, установленные в соответствии с Трудовым кодексом РФ, коллективным договором, локальным нормативным актом, трудовым договором, если он занят на тяжелых работах, работах с вредными и (или) опасными условиями труда; обеспечение средствами индивидуальной и коллективной защиты в соответствии с требованиями охраны труда за счет средств работодателя.

Для обеспечения безопасны и комфортных условий пребывания рабочих на рабочем месте необходимо выполнить ряд следующих условий:

- рабочее место должно содержать исправное оборудование и необходимый инструментарий, для выполнения прямых функций персонала;
- рабочее место должно быть оборудовано средствами ликвидации ЧС (огнетушители, песок, кошма, растворы для нейтрализации H_2O_2 и т.д.);
- трубопроводы должны быть оборудованы мостиками, для возможности их быстро и безопасного преодоления, на аппаратах должны быть установлены смотровые площадки, огражденные со всех стороны стальными перилами высотой не ниже 1500 мм;
- перемещение персонала по территории предприятия должно осуществляться либо на личном транспорте (велосипед), либо на внутреннем транспорте предприятия (автобусы).

7.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.

Для обеспечения безопасны и комфортных условий пребывания рабочих на рабочем месте необходимо выполнить ряд следующих условий:

- рабочее место должно содержать исправное оборудование и необходимый инструментарий, для выполнения прямых функций персонала;
- рабочее место должно быть оборудовано средствами ликвидации ЧС (огнетушители, песок, кошма, растворы для нейтрализации H_2O_2 и т.д.);
- трубопроводы должны быть оборудованы мостиками, для возможности их быстро и безопасного преодоления, на аппаратах должны быть установлены смотровые площадки, огражденные со всех стороны стальными перилами высотой не ниже 1500 мм;
- перемещение персонала по территории предприятия должно осуществляться либо на личном транспорте (велосипед), либо на внутреннем транспорте предприятия (автобусы).

7.3 Производственная безопасность

В данном пункте рассматриваются и анализируются вредные и опасные факторы, которые могут возникать при проектировании или эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника.

7.3.1 Описание рабочего места на предмет возникновения опасных и вредных факторов.

В целях обеспечения производственной безопасности необходимо выявить, устранить или предусмотреть специальные методы защиты опасные и вредные производственные факторы.

При некоторых условиях вредные производственные факторы могут стать опасными. Выбор факторов производится с использованием [1]. Выявленные факторы перечислены в таблице 1 ПРИЛОЖЕНИЕ А.

7.4 Анализ вредных производственных факторов

Повышенный уровень шума на рабочем месте

При производстве сжатого воздуха одним из вредных факторов является шум, который может возникать от работающих насосов в процессе работы.

Согласно ГОСТ 12.1.003-2014 Система стандартов безопасности (ССБТ) «Шум. Общие требования безопасности», влияние шума на организм работника вызывает неблагоприятные изменения в органах и системах, в общем. При длительном воздействии шума на организм может привести к потере слуха, ухудшению работы сердечно-сосудистой системы, заболеваниям нервной системы, а так же развитие профессионального заболевания такого, как стойкое нарушение слуха (тугоухость)[12].

По результатам комплексных санитарно-гигиенических работников, а так же клинических исследований влияния шума на слух человека, устанавливают гигиенические нормативы по шуму. Но даже при соблюдении гигиенических нормативов, есть случаи возникновения профессиональных заболеваний у небольшого количества работников. Предельно допустимый уровень шума в цехе составляет не более 80дБА [11].

Средства индивидуальной защиты от шума:

- Вкладыши (беруши);
- Наушники;
- Специальные шлемы и каски;

- Коллективные средства защиты от шума:
- Звукоизоляция;
- Глушители звука;
- Звукопоглощающие облицовки;
- Объемные поглотители звука [12]

Пониженная температура воздушной среды

Пониженная температура окружающей среды, так как температура воздуха наиболее холодной пятидневки, обеспеченностью 0,98 равна минус 44 °С [13]. Длительное пребывание работников в условиях экстремально низких температур способно вызвать серьезные обморожения, а также заболевания, вызванные переохлаждением организма. В целях предотвращения тяжелых последствий для здоровья работников предприятия пребывание на открытом воздухе и в неотапливаемых производственных помещениях в условиях низких температур рекомендуем ограничить 1 часом с последующим обогревом в течении не менее 30 минут. При этом при обогреве работнику необходимо в обязательном порядке снять верхнюю одежду, для прогрева тела. В помещениях для обогрева должна поддерживаться температура воздух 22-24 °С в зимнее время и 23-25 в летнее [1]. Для работы в условиях низких температур работники обеспечиваются утепленными средствами индивидуальной защиты, соответствующие IV зоне климатических условий [14].

Недостаток необходимого искусственного освещения

Недостаточная освещенность рабочей зоны может возникнуть при проведении работ в темное время суток, при нарушении работы искусственного освещения. Вследствие воздействия на работающего данного вредного фактора может произойти ухудшение зрения работника, а также случится опасный производственный фактор. В целях недопущения возникновения данного вредного производственного фактора проводятся следующие мероприятия: Изм. Лист № докум. Подпись Дата Лист ФЮРА.ТК.000000 ПЗ 93 • в помещениях и на территории производственного объекта устанавливаются светильники, мачты освещения с прожекторами;

- персонал объекта обеспечивается переносными светильниками во взрывобезопасном исполнении напряжением не более 12 В;
- работы в темное время суток не проводятся, за исключением аварийных случаев, при проведении которых зона проведения работ освещается прожекторами согласно плана производства работ.

Повышенный уровень вибрации на рабочем месте

От любого работающего прибора может создаваться пусть даже и небольшая вибрация. При работе с сублимационной сушилкой, вибрация создается в основном от насосов.

Сильная вибрация, которая создается оборудованием, способна привести к нарушениям в работе, выхода из строя оборудования и повлечь повреждение других строительных и технических объектов. Такие ситуации могут служить возникновению аварийных ситуаций и неблагоприятного воздействия на человека, повлечь за собой травмы работника [10].

Влияние вибрации на человека, это механические повреждения тканей, изменение нервной системы, нарушение опорно-двигательной системы и сердечнососудистой системы. Возможно возникновение профессионального заболевания, так называемой «вибрационной болезнью».

- Средства индивидуальной защиты от шума:
- Рукавицы, перчатки;
- Обувь;
- Специальные костюмы;
- Коллективные средства защиты от шума:
- виброизолирующие опоры;
- упругие прокладки;
- конструкционные разрывы [6];

Работа с оборудованием находящимся под давлением

Кожухотрубный теплообменник работает под давлением, соответственно должен быть оснащён устройствами для контроля давления.

При работе с оборудованием находящимся под давлением, необходимо соблюдать технику безопасности и убедиться что оборудование герметично закрыто при работе. При несоблюдении техники безопасности, а так же правильности эксплуатации оборудования, может привести к аварийным ситуациям и повреждения работников.

Согласно ТР ТС 032/2013 Техническому регламенту Таможенного союза "О безопасности оборудования, работающего под избыточным давлением", следует обращать внимание на основные виды опасности при работе с оборудованием находящимся под давлением:

- вибрация;
- наличие взрывопожароопасных элементов;

- недопустимые отклонения параметров конструкции, сборочных единиц и устройств безопасности, влияющие на безопасность;
- пожар, чрезвычайные ситуации природного и техногенного характера;
- перегрев;
- превышение давления (рабочее давление не превышает разрешенное);
- повреждения, связанные с отложением примесей рабочей среды на внутренних поверхностях элементов оборудования;
- коррозия или иные виды износа поверхности элементов оборудования;
- неисправность предохранительных устройств и систем безопасности;
- прекращение действия вспомогательного оборудования;
- исчезновение напряжения на всех контрольно-измерительных приборах, устройствах дистанционного и автоматического управления;
- снижение уровня жидкой рабочей среды ниже минимально допустимого уровня;
- повышение уровня рабочей среды выше максимально допустимого уровня[7];

Наличие электромагнитных полей промышленных частот

Источником поражения током является: электрические провода, вспомогательное оборудование работающие от электричества. Электрический удар – это возбуждение живых тканей током, сопровождающееся сокращением мышц. Электрический ток, проходя через организм человека, оказывает на него сложное действие, включая термическое, электролитическое и биологическое. Безопасность при работе обеспечивается применением различных технических и организационных мер:

- установка оградительных устройств;
- изоляция токопроводящих частей и её непрерывный контроль (согласно ПУЭ сопротивление изоляции должно быть не менее 0,5 - 10 Ом*м);
- защитное заземление, использование знаков безопасности и предупреждающих плакатов. К работе с электрооборудованием допускаются лица, прошедшие специальное обучение и имеющие соответствующую группу допуска по электробезопасности. Весь состав проходит инструктаж по электробезопасности. Для защиты от поражения электрическим током персонала необходимо использовать следующие средства индивидуальной защиты:
 - диэлектрические перчатки и галоши (дежурные);
 - резиновые коврики; • изолирующие подставки. Для защиты от электрической дуги и металлических искр при сварке необходимо использовать:

- защитные костюмы;
- защитные каски;
- очки и т.п.

Пожаробезопасность

На любом производстве есть риск возникновения пожара. Для того чтобы избежать данной ситуации необходимо соблюдать меры предосторожности а так же технику безопасности, по мимо этого производства должны быть оснащены средствами пожаротушения, а так же всем пунктам предусмотренных согласно «Правилам противопожарного режима в Российской Федерации» (с изменениями на 31 декабря 2020 года) от 16 сентября 2020 года N 1479.

Опасные факторы пожара на организм человека: ожоги тканей и органов (I-IV степень), отравление, удушье, летальный исход.

Высокая температура поверхности оборудования

Повышенная температура поверхности оборудования является следствием нагрева поверхности теплообменника за счет передачи тепла от горячего теплоносителя. В рассматриваемом теплообменнике в качестве горячего теплоносителя используется вода с температурой 125 °С. При внезапной разгерметизации оборудования или нарушении целостности теплоизоляции возникает вероятность ожога персонала объекта. Так же повышенная температура поверхностей может возникнуть в результате возгорания пероксида водорода или использованных обтирочных материалов, которые способны самовозгораться. В целях недопущения разгерметизации и нарушении целостности теплоизоляции проводятся следующие мероприятия:

- персонал, обслуживающий данное оборудование, обеспечивается специальной одеждой;
- СИЗ, проходит обучение безопасным приемам и методам работ и проверку знаний согласно [15];
- осуществляется периодический осмотр оборудования оперативным персоналом и руководством объекта, а также ведется непрерывный дистанционный контроль технологических параметров оборудования с помощью датчиков и АРМ оператора.

7.5 Экологическая безопасность

Несмотря на то, что разрабатываемый теплообменник не контактирует с маслом которое используется для работы компрессоров, однако он находится рядом с оборудованием, в

котором производится, хранится масло, поэтому наиболее рациональным является рассмотрение экологической безопасности относительно производства сжатого воздуха. Повышение безопасности при работе с горючими веществами, к которым относится масло, является одной из основных задач эксплуатации опасных и химически опасных объектов.

При разгерметизации оборудования, работающего с маслом, возможно нанесение существенного вреда экологической безопасности ($\text{ПДК} = 0.5 \text{ мг/м}^3$), а именно гидросфере и литосфере. Это связано с тем, что масло при попадании в воду делает ее непригодной для жизни или употребления, т.к. оставляет свои включения и пленку. При попадании масла в почву оно закрывает место разлива пленкой и если сразу не устранить очаг разлива масла, то в дальнейшем она попадет в подземные воды, что приведет к их отравлению.

Способом решения данной проблемы может быть модернизация технологической линии, путем введения дополнительного оборудования для устранения возможных аварийных ситуаций, например, использование сосудов для сбора и дальнейшей утилизации масла, а также возможна укладка гидроизоляционного слоя под аппаратами и трубопроводами, работающими с маслом. Аппараты следует располагать вне солнечных лучей, для меньшего испарения масляного тумана в атмосферу.

При эксплуатации оборудования для компремирования сжатого воздуха загрязнение окружающей среды минимизировано, но тем не менее возможны некоторые выбросы в:

Атмосферу, например масляный туман, некоторая доля его, попадает в атмосферу;

Гидросферу, отработанная вода после процесса компремирования, чаще всего ее используют повторно, например, для промывки оборудования, но жидкость для охлаждения может содержать вредные вещества, поэтому может навредить окружающей среде, при ее сливе, без очистки;

Литосферу, образование отходов при поломке оборудования;

Для снижения проблем в области экологического влияния на предприятиях предусмотрена очистка сточных вод от химических веществ и других веществ. Очищенная вода в основном используется в системах оборотного водоснабжения.

Благодаря вытяжным трубам, воздухоборникам, различным фильтрам предприятия защищают окружающую среду от производственной пыли, газов, испарений от вредных веществ.

В целях загрязнения почвы, предприятиям по возможности необходимо использовать материал, подходящий для дальнейшей утилизации или переработки.

7.6 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

К наиболее возможным чрезвычайным ситуациям при эксплуатации разрабатываемого теплообменника на ФКП «Анозит» следует отнести следующие ЧС:

- землетрясения;
- ураганы;
- лесные пожары;
- пожаро- взрывоопасные ситуации.

Наиболее вероятные сценарии аварийных ситуаций при работе на ФКП «Анозит» – это взрыв, пожар.

Для оповещения о возникновении пожара устанавливают ручные пожарные извещатели, а также систему оповещения об аварии. Для раннего обнаружения очагов пожара по периметру установки расположены датчики пламени (инфракрасного теплового излучения).

Для отработки действий при возникновении аварийной ситуации разрабатывается план мероприятий по локализации и ликвидации аварийных ситуаций (ПМЛЛА). С обслуживающим персоналом регулярно должны проводиться тренировки.

Главной задачей при возникновении пожара является его локализация и недопущения его к складам хранения твердого горячего топлива. Небольшие возгорания и пожары в начальной стадии могут быть ликвидированы обслуживающим персоналом доступными средствами пожаротушения. Все помещения установки обеспечиваются первичными средствами пожаротушения. По периметру проходит стационарная циркуляционная линия пожаротушения (пожколько), оборудованная лафетными стволами и гребенками для подключения пожарных рукавов, хранение которых организуется в отапливаемых блок-боксах.

К возникновению аварийных ситуаций на производстве зачастую приводят неисправности в работе оборудования. Рассмотрим возможные неисправности в работе оборудования и определим комплекс необходимых мер по их устранению. В таблице.7.1 приведены возможные неисправности в работе оборудования, способные привести к возникновению аварийной ситуации и предложены способы их устранения

Таблица 7.1 – Неисправности, способные привести к возникновению ЧС

Наименование неисправности, внешнее проявление и дополнительные признаки	Причина возникновения ЧС	Способ устранения
Пропуск газа, жидкости во фланцевых соединениях	Ослабло крепление фланцевого соединения или повреждена прокладка	Остановить все оборудование. Сбросить давление. Подтянуть крепеж фланцевых соединений, при необходимости заменить прокладку. Нейтрализовать щелочным раствором вылившуюся перекись
Попадание сжатого воздуха с влагомасляной эмульсией в обратное водоснабжение	Прохудились теплообменные трубки	Остановить все оборудование. Сбросить давление. Слить образовавшуюся смесевую воду. Заглушить прохудившиеся трубки.



Рисунок 7.1 – план эвакуации

Вывод

На опасном производственном объекте, где применяются, транспортируются, производятся легковоспламеняющиеся, горючие жидкости и газы во избежание аварий, инцидентов и несчастных случаев, необходимо соблюдать установленные законодательством и производственными инструкциями требования безопасности, эксплуатацию технических устройств производить согласно инструкций заводовизготовителей. Работодатель должен обеспечить персонал объекта необходимыми средствами защиты от опасных и вредных производственных факторов, а также организовать отдых работников после рабочей смены.

ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

В ходе проведенных расчетов были выявлены размеры кожухотрубчатого теплообменника типа КНГ. Диаметр теплообменника составил 600мм. Материал исполнения корпуса М1 (сталь 16ГС). Расположение горизонтальное. Теплообменник опирается на две седловые опоры, рассчитанные на общую нагрузку 29403 Н. Горячим теплоносителем является влажный воздух с температурой 170 °С, поступающий в межтрубное пространство подогреваемой средой является вода, которая подогревается с 28°С до 52°С.

Аппарат имеет плоскую крышку и эллиптическое днище, выполненные из такого же материала что и корпус, с наружным диаметром 616 мм и толщиной стенки 8 мм. Внутри аппарата расположены перегородки, толщиной 10 мм.

Были подобраны фланцы соединения шип-паз, для крепления крышки и днища.

Прокладка между фланцами

– паронит толщина 2 мм, внешний диаметр 661 мм.

Аппарат был рассчитан на прочность и устойчивость. Все условия прочности и устойчивости аппарата и его частей, выполняются.

					ФЮРА.065112.001.ПЗ						
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дата							
Разраб.	Федоров Е.А				Выводы по работе			Лит	Лист	Листов	
Пров.	Тихонов В.В									98	104
Консульт.								НОЦ им Н.А Кижнера гр. 3-4Г61			
Н. контр.											
Рук ООП											

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков - М.: ООО ИД «Альянс», 2007. - 576с.
2. Процессы и аппараты химической технологии. Основы теории, технологический, конструктивный и гидравлический расчеты кожухотрубчатого теплообменника. Учебное пособие для студентов Химико-Технологического факультета ТПУ. – Томск: Изд-во ТПУ, 2007. – 84с.
3. Кувшинский М.Н. Курсовое проектирование по предмету "Процессы и аппараты химической промышленности": Учеб.пособие для учащихся техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. / М.Н. Кувшинский, А.П. Соболева – М.: Высш. школа, 1980. – 223с.
4. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: Учебник для вузов. Изд. 2-е. В 2-х кн.: Часть 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – М.: Химия, 1995. – 400с.
5. Семакина О.К. Машины и аппараты химических производств. Ч. 1. Учеб. пособие. - Томск: Изд-во Томского Политехнического университета, 2003. - 118с.
6. Лазинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник. – Л.: Машиностроение, 1970. – 752 с.
7. ГОСТ 34233.1-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2018.
8. Беляев В.М. Конструирование и расчет элементов оборудования отрасли. Ч.1: Тонкостенные сосуды и аппараты химических производств / В.М. Беляев, В.М. Миронов. - Томск: Изд-во Томского Политехнического университета, 2016. - 313с.
9. ГОСТ 34233.2-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. – М.: Стандартинформ, 2018.
10. ГОСТ 19903-74 Прокат листовой горячекатаный. Сортамент. – М.: Изд-во стандартов, 1974.
11. ГОСТ 31842-2012 Нефтяная и газовая промышленность. Теплообменники кожухотрубчатые. Технические требования. – М.: Изд-во стандартов, 2012.

					ФЮРА.065112.001.ПЗ						
Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дата							
Разраб.	Федоров Е.А				Список Литературы			Лит	Лист	Листов	
Пров.	Тихонов В.В									99	104
Консульт								НОЦ им Н.А Кижнера гр. 3-4Г61			
Н. контр.											
Рук ООП											

12. ГОСТ 8732-78 Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент. – М.: Изд-во стандартов, 1978.
13. ГОСТ Р 55601-2013 Аппараты теплообменные и аппараты воздушного охлаждения. Крепление труб в трубных решетках. Общие технические требования. – М.: Изд-во стандартов, 2013.
14. ГОСТ 34233.4-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. – М.: Стандартинформ, 2018.
15. ГОСТ 34233.7-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты. – М.: Стандартинформ, 2018.
16. ГОСТ 27036-86* Компенсаторы и уплотнения сильфонные металлические. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1986.
17. ГОСТ 34233.6 - 2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках. – М.: Стандартинформ, 2018.
18. ГОСТ 15118-79. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Размещение отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках. Основные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1979.
19. ОСТ 26-2091-93. Опоры горизонтальных сосудов и аппаратов. Конструкция.
20. ГОСТ 33259-2015 Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на номинальное давление до PN 250. Конструкция, размеры и общие технические требования. – М.: Стандартинформ, 2016.
21. ГОСТ 6533-78*. Днища эллиптические отбортованные стальные для сосудов, аппаратов и котлов. Основные размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1985.
22. ГОСТ 15180-86. Прокладки плоские эластичные. Основные параметры и размеры. М.: Изд-во стандартов, 1988. –
23. ГОСТ 34233.3-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер. – М.: Стандартинформ, 2018.

24. ГОСТ 34233.5-2017 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок. – М.: Стандартиформ, 2018

25. ТУ 3612-024-00220302-02 аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными решетками и кожухотрубчатыми с температурным компенсатором на кожухе

26. ГОСТ 52857.5-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок.

27. Стандарт предприятия СТП 10-04-02. Расчет на прочность сосудов и аппаратов. Том 1. Расчет вертикальных и горизонтальных сосудов. Москва 2005 г.

28. Галашов Н.Н. Тепломеханическое и вспомогательное оборудование электростанции: учебное пособие. НИ ТПУ. – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2010.

–

244

с

					ФЮРА.065112.001.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		101

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица 8.1 - Возможные вредные и опасные факторы при разработке, монтаже и эксплуатации кожухотрубного теплообменника.

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативная документация
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
1.Повышенный уровень шума на рабочем месте	-	+	+	ГОСТ 12.0.003-2015 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы.[2]
2. Пониженная температура воздушной среды	-	+	+	ГОСТ 16350-80 Климат СССР. Районирование и статистические параметры климатических факторов для технических целей [3]; СанПиН 2.2.4.3359-16 «Санитарноэпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах» [4].

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работы			Нормативная документация
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
3.Отсутствие или недостаток естественного света	+	+	+	ГОСТ 12.0.003-2015 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы[6] СНиП 23-05- 095 Естественное и искусственное освещение: нормативно–технический

				материал [5]
4.Повышенный уровень вибрации	-	-	+	ГОСТ 26568-85 Вибрация. Метод и средства защиты. Классификация [6]
5. Работа с оборудованием находящимся под давлением	-	+	+	ТР ТС 032/2013 Технический регламент «О безопасности оборудования, работающего под избыточным давлением»[7]

Окончание таблицы 1

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работы			Нормативная документация
	Разработка	Изготовление	Разработка	
Опасные факторы				
6.Наличие электромагнитных полей промышленных частот	-	+	+	Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты. ГОСТ Р 12.1.019-2017 ССБТ [8]
7.Пожаробезопасность	+	+	+	Пожарная безопасность. Общие требования (с Изменением N 1). ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ[9].
8.Высокая температура поверхности оборудования	-	+	+	ГОСТ 12.0.004-90 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Организация обучения безопасности труда. Общие положения [29]; ГОСТ 14202-69.

				<p>Трубопроводы промышленных предприятий. Опознавательная окраска, предупреждающие знаки и маркировочные щитки [4]</p>
--	--	--	--	--